



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
POSGRADO EN CIENCIA E INGENIERIA DE MATERIALES

**ANÁLISIS INVERSO DEL FLUJO DE CALOR EN 2D PARA ENSAYOS
DE TEMPLE DE PROBETAS A ESCALA LABORATORIO**

T E S I S

QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:

MAESTRO EN CIENCIA E INGENIERIA DE MATERIALES

P R E S E N T A:

IQM. ROBERTO CRUCES RESÉNDEZ

TUTOR PRINCIPAL

DR. JOSÉ BERNARDO HERNÁNDEZ MORALES

FACULTAD DE QUÍMICA

COMITÉ TUTOR

DR. JOSÉ ANTONIO BARRERA GODINEZ

FACULTAD DE QUÍMICA

DR. FRANCISCO JAVIER SOLORIO ORDAZ

FACULTAD DE INGENIERIA

MEXICO, D.F.

ENERO 2015



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

Jurado Asignado:

Presidente: Dr. Armando Ortiz Prado

Secretario: Dr. Héctor Javier Vergara Hernández

1^{er} Vocal: Dr. José Bernardo Hernández Morales

2^{do} Vocal: Dr. Fermín Alberto Viniegra Heberlein

3^{er} Vocal: Dr. Bernardo Fabián Campillo Illanes

Lugar donde se realizó la tesis:

Departamento de Ingeniería Metalúrgica

Facultad de Química, U.N.A.M., Edificio D, Laboratorio 005.

AGRADECIMIENTOS

A la UNAM, Máxima Casa de Estudios de nuestro país, por brindarme la oportunidad de realizar mis estudios de posgrado. Y en especial, a la Facultad de Química por el soporte institucional dado para la realización de este trabajo.

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT), por la beca otorgada para mis estudios de Maestría. Número de Becario: 286914.

A mi asesor el Dr. Bernardo Hernández, por su orientación y apoyo incondicional para el desarrollo de esta Tesis, pero sobre todo por compartir conmigo sus conocimientos y experiencia, que han sido fundamentales para mi formación como investigador.

Al Dr. José Antonio Barrera y al Dr. Francisco Solorio por su disponibilidad y asesoría invaluable durante el desarrollo de este trabajo de investigación.

A los miembros del Jurado de esta Tesis por sus observaciones, sugerencias y correcciones al manuscrito, que contribuyeron al perfeccionamiento del presente trabajo.

Al Dr. Gildardo Solorio (UMSNH) y al Dr. Héctor J. Vergara (ITM) por abrirme la puerta su laboratorio para la realización de ensayos.

Al Dr. T. S. Prassana Kumar por su valiosa contribución al realizar las estimaciones de *flux* de calor en dos dimensiones.

Al M. en I. Benjamin Beltrán por su orientación y asesoría en el manejo del *software Abaqus*.

Al alumno de servicio social Erick Esvala por su cooperación durante la fase de experimentación.

Contenido

Resumen	1
Abstract	3
1 Introducción.....	5
1.1 Marco de trabajo.....	5
1.2 Justificación	6
1.3 Hipótesis	7
1.4 Objetivo	7
1.5 Metas	7
2 Antecedentes	9
2.1 Tratamiento térmico de temple	9
2.2 Medios de temple	12
2.2.1 Métodos de caracterización de medios de temple.....	12
2.2.1.1 Ensayo Jominy (ASTM A255-10).....	13
2.2.1.2 Prueba magnética GM	14
2.2.1.3 Prueba de alambre caliente	15
2.2.1.4 Análisis de curvas de enfriamiento.....	15
2.2.1.5 Metodología de ingeniería de procesos metalúrgicos.....	21
2.3 Sistemas utilizados para temple por inmersión con flujo en movimiento	23
2.4 Mecanismos de transferencia de calor en el temple por inmersión.....	25
2.4.1 Frente de mojado.....	27
2.5 Transferencia de calor en tratamientos térmicos	29
2.5.1 Conducción de calor.....	30
2.5.1.1 Formulación matemática.....	30
2.5.1.2 Enfriamiento newtoniano.....	32
2.5.1.3 Enfriamiento no newtoniano	33
2.5.2 Calor generado por las transformaciones de fase.....	34
2.6 Modelos matemáticos de transferencia de calor para el tratamiento de temple	35
2.7 Problema inverso de conducción de calor (<i>IHCP</i>).....	36
2.7.1 Descripción del <i>IHCP</i>	37
2.7.2 Dificultad del problema inverso.....	38

2.8	Métodos de solución para problemas inversos.....	38
2.8.1	Métodos analíticos para la solución del <i>IHCP</i>	39
2.8.2	Métodos numéricos para la solución del <i>IHCP</i>	40
2.8.2.1	Método de especificación de la función	40
2.8.2.2	Método de gradiente conjugado	41
2.8.2.3	Método de regularización	42
2.9	Problemas inversos aplicados al tratamiento térmico de temple.....	42
3	Procedimiento Experimental	45
3.1	Geometría y dimensiones de la probeta.....	45
3.2	Dispositivo experimental	47
3.3	Adquisición de datos y video	49
3.4	Condiciones experimentales	50
3.5	Procedimiento experimental	50
3.6	Tratamiento computacional de los datos experimentales	51
4	Modelo Matemático	52
4.1	Problema Inverso (<i>IHCP</i>)	52
4.1.1	Alcance	52
4.1.2	Simplificaciones.....	52
4.1.3	Formulación matemática	53
4.1.4	Condiciones de frontera y condición inicial	53
4.1.5	Solución del modelo matemático	55
4.2	Problema Directo (<i>DHCP</i>).....	57
4.2.1	Objetivo	57
4.2.2	Dominio de la solución numérica: creación de la geometría.....	58
4.2.3	Discretización del dominio	59
5	Resultados	61
5.1	Repetitividad de los experimentos.....	61
5.2	Descripción de la historia térmica	62
5.3	Respuesta térmica del sistema para una velocidad de flujo de 0.2 m/s	64
5.4	Respuesta térmica del sistema para una velocidad de flujo de 0.4 m/s	67
5.5	Respuesta térmica del sistema para una velocidad de flujo de 0.6 m/s	70

6	Análisis de Resultados	73
6.1	Rapidez de enfriamiento local.....	73
6.2	Cinemática del frente de mojado.....	85
6.3	<i>Flux</i> de calor en la superficie (aproximación 1-D).....	87
6.4	<i>Flux</i> de calor en la superficie (aproximación 2-D).....	90
6.5	Verificación y validación del modelo matemático para estimar el <i>flux</i> de calor ...	93
6.6	Evolución de los campos térmico y de <i>flux</i> de calor	102
7	Conclusiones	107
8	Recomendaciones y trabajo futuro	108
9	Referencias	109
	Apéndice A Comparación de los termopares contra un estándar <i>RTD</i>	119
	Apéndice B Estimación unidimensional del <i>flux</i> de calor con <i>WinProbe</i>	124

Índice de figuras

Figura 2.1 Diagrama de energía libre en función de la temperatura para la transformación martensítica [7].	10
Figura 2.2 Micrografías ópticas que muestran la microestructura de martensita: (a) en placas en una aleación Fe-1.4%C y (b) en láminas en una aleación Fe-0.2%C [8].	11
Figura 2.3 Representación esquemática de un ensayo Jominy. (a) Geometría y dimensiones de la probeta (en pulgadas), (b) sección de la probeta con marcas de indentador para medir dureza en distintas posiciones, (c) curva de templabilidad [21].	14
Figura 2.4 Esquema que muestra el equipo experimental GM para evaluar la severidad de enfriamiento de aceites para temple [16].	15
Figura 2.5 Diseño y medidas de la probeta experimental Grossmann [23].	16
Figura 2.6 Sistema IVF <i>Smart Quench</i> para la caracterización de los medios de temple [25]. (a) computadora portátil con un software especializado, (b) horno de calentamiento, (c) probeta metálica y (d) sistema portátil de adquisición de datos inalámbrico.	17
Figura 2.7 Gráfico que muestra datos experimentales obtenidos con el dispositivo <i>Smart Quench</i> para un aceite de temple <i>Durixol W72</i> a 70°C y varias velocidades de agitación (m/s) [26].	17
Figura 2.8 Diseño y dimensiones estandarizadas de la probeta para la adquisición de curvas de enfriamiento: (a) diseño original JIS, (b) diseño modificado por Narazaki [28]. Cotas en milímetros.	18
Figura 2.9 Esquema de la probeta que se emplea en el estándar ISO 9950: a) detalles de la probeta; b) detalles del ensamblado [29].	19
Figura 2.10 (a) Diseño y dimensiones de la probeta Liscic-NANMAC y (b) detalle de los termopares NANMAC [30].	21
Figura 2.11 Esquema del dispositivo experimental utilizado para la cuantificación del frente de mojado utilizando el análisis de las curvas de enfriamiento [41]. Cotas en milímetros.	23
Figura 2.12 Dispositivo experimental para el estudio de la cinética del frente de mojado: (a) tubo de acrílico; (b) bomba de agua; (c) contenedor principal; (d) rotámetro; (e) contenedor secundario y (f) horno de calentamiento [3].	24
Figura 2.13 Probeta cilíndrica con punta cónica (vista lateral); los números indican las posiciones de los termopares: T/C1 = 47 mm; T/C2 = 49 mm; T/C3 = 52 mm; T/C 4 = 57 mm [3].	25
Figura 2.14 Secuencia de las tres etapas de extracción de calor durante el enfriamiento por inmersión de una probeta cilíndrica de acero al cromo-níquel en agua a 30 °C y una velocidad de 0.3 m/s [12].	26

Figura 2.15 Comportamiento del mojado y cambio del coeficiente de transferencia de calor (α) a lo largo de la superficie de una probeta metálica durante un temple por inmersión [46].	27
Figura 2.16 Determinación del frente de mojado mediante el empleo de tres termopares cercanos a la superficie y uno en el centro en una probeta cilíndrica [49].	29
Figura 2.17 Esquema representativo del transporte de energía por conducción en un elemento de control en un cilindro.	31
Figura 2.18 Representación esquemática del <i>IHCP</i> en una dirección de flujo, para una placa de espesor $2L$ [68].	37
Figura 2.19 Esquema que muestra el concepto de pasos en el futuro adoptado para estimar el <i>flux</i> de calor qM con el método secuencial de especificación de función de Beck <i>et al.</i> [83].	41
Figura 3.1 Probeta de prueba de geometría cilíndrica y punta cónica.	45
Figura 3.2 Esquema de la probeta cilíndrica con punta cónica: (a) vista superior con la distribución de todos los barrenos para termopares; (b) vista lateral de los barrenos para los termopares de sub-superficie; (c) vista lateral de los barrenos para los termopares de la punta y (d) vista lateral de los barrenos para los termopares de validación.	46
Figura 3.3 Representación esquemática del dispositivo experimental: (a) depósito de agua, (b) bomba, (c) rotámetro, (d) tubo de acrílico, (e) tanque de vidrio, (f) probeta, (g) depósito secundario, (h) soporte móvil de la probeta, (i) videocámara y (j) horno tipo libro.	48
Figura 3.4 Fotografía del dispositivo experimental utilizado en este estudio.	48
Figura 3.5 Detalle de la probeta con el equipo necesario para la adquisición de datos: (a) probeta, (b) cople, (c) tubo guía, (d) termopar tipo K, (e) extensión para termopar, (f) adquisidor de datos y (g) computadora.	49
Figura 4.1 Representación esquemática de los subdominios considerados para el estudio del transporte de energía en la probeta cilíndrica de punta cónica.	54
Figura 4.2 Dominio computacional para la simulación del flujo de calor en una probeta cilíndrica de base cónica.	58
Figura 4.3 Geometría creada en el ambiente <i>Abaqus CAE</i> para el dominio computacional de probeta de base cónica.	59
Figura 4.4 Detalle de la discretización espacial para la probeta con punta cónica (celdas triangulares).	60
Figura 5.1 Curvas de enfriamiento para los termopares en la porción cilíndrica de la probeta (TC3, TC4, TC5) durante el temple en agua a 60°C , fluyendo a una velocidad de 0.2 m/s .	62
Figura 5.2 Curva de enfriamiento del termopar TC4 durante el temple en agua a 60°C , fluyendo a una velocidad de 0.2 m/s : (a) transporte, (b) película de vapor, (c) nucleación y crecimiento de burbujas, (d) convección forzada.	63

Figura 5.3 Secuencia fotográfica que muestra las etapas de enfriamiento para distintos instantes durante el temple en agua a 60°C, fluyendo a una velocidad de 0.2 m/s: (a) 13.2 s, (b) 23.0 s, (c) 24.1 s y (d) 34.2 s respectivamente.	64
Figura 5.4 Historias térmicas de los termopares colocados en la punta de la probeta durante el temple en agua a 60°C, fluyendo a una velocidad de 0.2 m/s.	65
Figura 5.5 Secuencia de fotografías en la punta de la probeta mostrando el avance del frente de mojado para distintos instantes durante el temple en agua a 60°C, fluyendo a una velocidad de 0.2 m/s: (a) rompimiento de la capa de vapor (15.9 s), (b) posición de TC1 (17.4 s), (c) posición de TC2 (18.3 s) y (d) base del cono (19.0 s).	65
Figura 5.6 Historias térmicas de los termopares colocados a lo largo de la probeta durante el temple en agua a 60°C, fluyendo a una velocidad de 0.2 m/s.	66
Figura 5.7 Secuencia de fotografías que muestra el avance del frente de mojado para distintos instantes durante el temple en agua a 60°C, fluyendo a una velocidad de 0.2 m/s: (a) al llegar a la posición final en el ducto (13.2 s), (b) posición de TC3 (19.4 s), (c) posición de TC4 (24.4 s) y (d) posición de TC5 (28.3 s).	67
Figura 5.8 Historias térmicas de los termopares colocados en la punta de la probeta durante el temple en agua a 60°C, fluyendo a una velocidad de 0.4 m/s.	68
Figura 5.9 Secuencia de fotografías en la punta de la probeta mostrando el avance del frente de mojado para distintos instantes durante el temple en agua a 60°C, fluyendo a una velocidad de 0.4 m/s: (a) rompimiento de la capa de vapor (7.5 s), (b) posición de TC1 (8.6 s), (c) posición de TC2 (10.0 s) y (d) base del cono (10.26 s).	68
Figura 5.10 Historias térmicas de los termopares colocados a lo largo de la probeta durante el temple en agua a 60°C, fluyendo a una velocidad de 0.4 m/s.	69
Figura 5.11 Secuencia de fotografías que muestra el avance del frente de mojado para distintos instantes durante el temple en agua a 60°C, fluyendo a una velocidad de 0.4 m/s: (a) al llegar a la posición final en el ducto (6.1 s), (b) posición de TC3 (11.6 s), (c) posición de TC4 (15.8 s) y (d) posición de TC5 (19.2 s).	70
Figura 5.12 Historias térmicas de los termopares colocados en la punta de la probeta durante el temple en agua a 60°C, fluyendo a una velocidad de 0.6 m/s.	71
Figura 5.13 Secuencia de fotografías en la punta de la probeta mostrando el avance del frente de mojado para distintos instantes durante el temple en agua a 60°C, fluyendo a una velocidad de 0.6 m/s: (a) rompimiento de la capa de vapor (8.7s), (b) posición de TC1 (8.9s), (c) posición de TC2 (9.9s) y (d) base del cono (10.1s).....	71
Figura 5.14 Historias térmicas de los termopares colocados a lo largo de la probeta durante el temple en agua a 60°C, fluyendo a una velocidad de 0.6 m/s.	72
Figura 5.15 Secuencia de fotografías que muestra el avance del frente de mojado para distintos instantes durante el temple en agua a 60°C, fluyendo a una velocidad de 0.6 m/s: (a) al llegar a la posición final en el ducto (8.2 s), (b) posición de TC3 (11.4 s), (c) posición de TC4 (15.6 s) y (d) posición de TC5 (18.7 s).	72

Figura 6.1 Curva de rapidez de enfriamiento local, en función del tiempo, en la posición del termopar TC4 cercano a la superficie de la probeta durante el temple en agua a 60°C, fluyendo a una velocidad de 0.2 m/s.....	74
Figura 6.2 Curvas de rapidez de enfriamiento local, en función del tiempo, para los termopares en la punta de la probeta durante el temple en agua a 60°C, fluyendo a una velocidad de 0.2 m/s.	76
Figura 6.3 Fotografía que muestra el enfriamiento en la punta de la probeta 0.7 s después de alcanzar la posición de enfriamiento durante un temple con agua a 60°C, fluyendo a una velocidad de 0.2 m/s.....	76
Figura 6.4 Curvas de rapidez de enfriamiento, en función del tiempo, en la posición de los termopares cercanos a la superficie en la sección recta de la probeta, durante el temple en agua a 60°C con una velocidad de 0.2 m/s.	77
Figura 6.5 Curvas de rapidez de enfriamiento en función de la temperatura local, para los termopares de la región cilíndrica de la probeta durante el temple en agua a 60°C, fluyendo a una velocidad de 0.2 m/s.....	78
Figura 6.6 Curvas de rapidez de enfriamiento, en función del tiempo, para los termopares en la punta de la probeta durante el temple en agua a 60°C, fluyendo a una velocidad de 0.4 m/s.....	80
Figura 6.7 Curvas de rapidez de enfriamiento, en función del tiempo, en la posición de los termopares cercanos a la superficie en la sección recta de la probeta, durante el temple en agua a 60°C con una velocidad de 0.4 m/s.	80
Figura 6.8 Curvas de rapidez de enfriamiento, en función de la temperatura local, para los termopares de la región cilíndrica de la probeta durante el temple en agua a 60°C, fluyendo a una velocidad de 0.4 m/s.	81
Figura 6.9 Fotografía que muestra la formación de perturbaciones de la capa de vapor en la región cercana al termopar TC5 (marcado con una línea) durante el temple en agua a 60°C, fluyendo a una velocidad de 0.4 m/s.	81
Figura 6.10 Curvas de rapidez de enfriamiento, en función del tiempo, para los termopares de la región cilíndrica de la probeta durante el temple en agua a 60°C, fluyendo a una velocidad de 0.6 m/s.	82
Figura 6.11 Rapidez de enfriamiento, en función de la temperatura local, para los termopares de la región cilíndrica de la probeta durante el temple en agua a 60°C, fluyendo a una velocidad de 0.6 m/s.	82
Figura 6.12 Fotografías de la probeta en la etapa de capa de vapor a distintas velocidades de flujo de agua: (a) 0.2 m/s, (b) 0.4 m/s y (c) 0.6 m/s. La línea indica la posición del termopar TC3.	83
Figura 6.13 Distribución del coeficiente de presión (colores; adimensional) y distribución de velocidad (flechas; m/s) calculados en la vecindad de una probeta de base plana para agua fluyendo a 0.4 m/s [103], sobrepuestos en una imagen de la probeta durante el enfriamiento.	84

Figura 6.14 Distribución del coeficiente de presión (colores; adimensional) y distribución de velocidad (flechas; m/s) calculados en la vecindad de una probeta de base plana para agua fluyendo a 0.6 m/s [103], sobrepuestos en una imagen de la probeta durante el enfriamiento.	85
Figura 6.15 Posición del frente de mojado en función del tiempo durante un temple en agua a 60°C fluyendo a una velocidad de 0.6 m/s: símbolos (datos), líneas (regresión lineal).	86
Figura 6.16 Velocidad de avance del frente de mojado como función de la velocidad de flujo. Los datos se grafican con su respectiva desviación estándar.	87
Figura 6.17 Historia de <i>flux</i> de calor 1-D en la superficie en la posición del termopar TC4 para tres valores del parámetro r (número de tiempos futuros) durante un temple en agua a 60°C, fluyendo a una velocidad de 0.6 m/s.	88
Figura 6.18 <i>Flux</i> de calor en la superficie en función del tiempo (estimación 1-D) para los termopares colocados cerca de la superficie de la probeta durante el temple con agua fluyendo a una velocidad de 0.6 m/s. La línea punteada indica el tiempo al cual la probeta llegó a su posición en el ducto.	89
Figura 6.19 <i>Flux</i> de calor en la superficie en función del tiempo (estimación 2-D) para los termopares colocados cerca de la superficie de la probeta durante el temple con agua fluyendo a una velocidad de 0.6 m/s.	90
Figura 6.20 Historias de <i>flux</i> de calor estimadas (1-D: línea sólida, 2-D: línea punteada) para las posiciones de TC1, TC2 y TC3 durante el temple en agua fluyendo a una velocidad de 0.6 m/s.	92
Figura 6.21 Curvas de enfriamiento medidas (símbolos) y estimadas (líneas), considerando flujo de calor 2-D para los termopares colocados en la sub-superficie durante un temple con agua a 60°C fluyendo a 0.6 m/s.	94
Figura 6.22 Esquema representativo que muestra las posiciones de los termopares empleados para validar la estimación del <i>flux</i> de calor 2-D (puntos en color azul).	96
Figura 6.23 Curva de enfriamiento medida (puntos) y curva de enfriamiento estimada (línea) para la posición del termopar TC6 durante el temple en agua a 60°C, fluyendo a 0.2 m/s.	97
Figura 6.24 Gráfico de temperatura calculada vs. Temperatura medida para el termopar TC6 durante el temple en agua fluyendo a 0.2 m/s: símbolos (datos), líneas (regresión lineal).	97
Figura 6.25 Curva de rapidez de enfriamiento en función del tiempo (puntos), para la respuesta térmica estimada para el termopar TC6 durante el temple en agua a 60°C, fluyendo a una velocidad de 0.2 m/s. Se superponen las curvas de <i>flux</i> de calor de la superficie (estimados 2-D) para TC3 y TC4 (líneas).	98
Figura 6.26 Curva de enfriamiento medida (puntos) y curva de enfriamiento estimada (línea) para la posición del termopar TC7 durante el temple en agua a 60°C, fluyendo a 0.2 m/s.	99

Figura 6.27 Gráfico de temperatura calculada vs. Temperatura medida para el termopar TC7 durante el temple en agua fluyendo a 0.2 m/s: símbolos (datos), líneas (regresión lineal).	100
Figura 6.28 Curva de rapidez de enfriamiento, en función del tiempo (puntos), para la respuesta térmica estimada para el termopar TC7 durante el temple en agua fluyendo a una velocidad de 0.2 m/s. Se superpone la curva de historia de <i>flux</i> de calor de la superficie (estimado 2-D) para TC3 (línea).	100
Figura 6.29 Curva de enfriamiento medida (puntos) y curva de enfriamiento estimada (línea) para la posición del termopar TC6 durante el temple en agua a 60°C, fluyendo a 0.6 m/s.	101
Figura 6.30 Curva de enfriamiento medida (puntos) y curva de enfriamiento estimada (línea) para la posición del termopar TC7 durante el temple en agua a 60°C, fluyendo a 0.6 m/s.	101
Figura 6.31 Evolución del coeficiente de transferencia de calor durante un temple en agua fluyendo a 0.6 m/s.	103
Figura 6.32 Curva de enfriamiento medida (puntos) y curva de enfriamiento estimada 1-D (línea) para la posición del termopar TC7 durante el temple en agua a 60°C, fluyendo a 0.2 m/s.	103
Figura 6.33 Contornos de temperatura computados en el interior de la probeta durante el temple con agua fluyendo a una velocidad de 0.2 m/s para: a) 8.0 s, b) 14.0 s y c) 20 s (tiempo referido al inicio de la simulación).	105
Figura 6.34 Contornos de temperatura computados en el interior de la probeta durante el temple con agua fluyendo a una velocidad de 0.6 m/s para: a) 8.0 s, b) 14.0 s y c) 20 s (tiempo referido al inicio de la simulación).	105
Figura 6.35 Contornos de <i>flux</i> de calor computados en el interior de la probeta durante el temple con agua fluyendo a una velocidad de 0.6 m/s para: a) 8.0 s, b) 14.0 s y c) 20 s (tiempo referido al inicio de la simulación).	106

Índice de tablas

Tabla 4.1 Parámetros considerados para la solución del <i>IHCP</i>	55
Tabla 4.2 Resumen de la malla para la simulación del campo térmico en la probeta con punta cónica.....	60
Tabla 6.1 Parámetros estimados de las curvas de enfriamiento de los termopares de sub-superficie para las velocidades de flujo estudiadas.....	79
Tabla 6.2 Tiempos a los que el frente de mojado se localiza en las posiciones de los termopares colocados en la parte cilíndrica de la probeta. Datos para un experimento con agua fluyendo a una velocidad de 0.6 m/s.	86
Tabla 6.3 Valores de <i>flux</i> de calor máximo estimado para los termopares de la región cilíndrica de la probeta para el temple a distintas velocidades de flujo de agua.	92
Tabla 6.4 Valores de la raíz del error cuadrático medio, <i>RMSE</i> , para las curvas de enfriamiento medidas (con de los termopares de sub-superficie) contra las curvas de enfriamiento calculadas con el <i>software TmmFE</i>	95
Tabla 6.5 Parámetros calculados para la validación del modelo matemático para una velocidad de flujo de agua de 0.6 m/s.....	102

Listado de símbolos

Símbolo	Cantidad	Unidades
C_p	Calor específico a presión constante	$J\ kg^{-1}K^{-1}$
\bar{h}	Coeficiente de transferencia de calor	$W\ m^{-2}K^{-1}$
k	Conductividad térmica	$W\ m^{-1}K^{-1}$
j	Índice para contabilizar el número de termopares	-
L	Longitud característica	m
M	Índice de tiempo	-
M_s	Temperatura de inicio de transformación martensítica	$^{\circ}C$
n	Número de mediciones de temperatura	-
q	<i>Flux</i> de calor en la superficie	Wm^{-2}
q_c	Valor constante de <i>flux</i> de calor	Wm^{-2}
\hat{q}_i	<i>Flux</i> de calor estimado de la región <i>i-esima</i>	Wm^{-2}
\hat{q}^M	<i>Flux</i> de calor estimado para el intervalo t_{M-1} a t_M	Wm^{-2}
q_G	Rapidez de generación de energía térmica por unidad de volumen	Wm^{-3}
r	Coordenada radial en coordenadas cilíndricas	m
r	Número de pasos de tiempo futuros	Adimensional
S	Función de mínimos cuadrados	$^{\circ}C^2$
S_i	Superficie de frontera del dominio Ω	-
T	Temperatura	$^{\circ}C$
T_0	Temperatura inicial	$^{\circ}C$
T_{∞}	Temperatura del medio	$^{\circ}C$

T_s	Temperatura de la superficie	$^{\circ}\text{C}$
t	Tiempo	s
x	Coordenada espacial en el sistema cartesiano	m
X	Fracción transformada	Adimensional
$X_{\alpha'}$	Fracción transformada de martensita	Adimensional
$[X]$	Matriz de coeficientes de sensibilidad	-
Y_i	Temperatura medida al tiempo t_i	$^{\circ}\text{C}$
\hat{Y}_i	Temperatura estimada al tiempo t_i	$^{\circ}\text{C}$
z	Coordenada axial en coordenadas cilíndricas	m
α	Difusividad térmica	$m^2 s^{-1}$
$\frac{\partial}{\partial n_i}$	Derivada normal a la superficie de la frontera S_i	-
ΔH_{trans}	Entalpia de transformación	$J kg^{-1}$
Δt	Paso de tiempo	s
Δt_M	$t_{M+1} - t_M$	s
ρ	Densidad	$kg m^{-3}$
Ω	Dominio espacial	-

Resumen

La transferencia de calor desde una pieza hacia el baño de temple en la que se sumerge es un fenómeno complejo, debido a la relación que existe entre las condiciones hidrodinámicas en el medio de temple y los diversos mecanismos de transferencia de calor que tienen lugar durante el proceso. Estos mecanismos tienen distintas capacidades de extracción de calor, lo cual modifica la evolución del campo térmico y, por ende, la evolución de los campos microestructural y de desplazamientos al interior de la pieza templada.

Comúnmente la estimación de la condición de frontera térmica durante ensayos de temple se realiza suponiendo flujo de calor unidimensional. Es así, que este trabajo se realizó con el objetivo de estimar la condición de frontera térmica en la interfase probeta-fluido durante ensayos de temple por convección forzada a escala laboratorio, considerando flujo de calor en dos dimensiones para determinar la relevancia de incluir esta característica en el análisis. Adicionalmente se determinó la cinemática del frente de mojado para distintas velocidades del medio de temple.

Para las pruebas experimentales se empleó un dispositivo de temple a escala laboratorio, que asegura la condición de flujo completamente desarrollado, y una probeta cilíndrica con punta cónica fabricada con acero inoxidable AISI 304; al usar un acero inoxidable austenítico se evita la existencia de transformaciones de fase durante el enfriamiento, dado que esta condición no era relevante para esta investigación. La variable independiente que se estudió fue la velocidad de flujo de agua (0.2, 0.4, y 0.6 m/s); todos los experimentos se realizaron con agua a 60°C.

Como resultados se obtuvieron las historias térmicas en posiciones clave en la probeta y videgrabaciones que muestran el desplazamiento del frente de mojado a lo largo de la superficie de la misma. Con la información obtenida se calculó la rapidez de enfriamiento local, y se estimó el *flux* de calor en la superficie de la probeta con un modelo matemático basado en la resolución del problema inverso de conducción de calor en dos dimensiones (que supone un valor constante del *flux* de calor para cada segmento en el que se divide la

superficie en contacto con el líquido). Los resultados de la estimación se validaron comparándolos contra las curvas de enfriamiento medidas y además se compararon con su equivalente (considerando flujo de calor unidimensional), determinándose que no existe una diferencia significativa al considerar dos componentes en el flujo de calor para probetas de escala laboratorio. Sin embargo, se recomienda mejorar el modelo matemático para la estimación del *flux* de calor de la superficie, permitiendo que varíe dentro de cada segmento.

Una vez que la condición de frontera térmica fue estimada correctamente, el modelo matemático se utilizó para predecir la respuesta térmica al interior de la probeta. Los resultados obtenidos de la simulación revelan que la superficie de la probeta siempre está a una temperatura significativamente menor que el centro, confirmando que el sólido tiene una resistencia interna (por conducción) al flujo de calor considerable. Por ello, al realizar ensayos a escala laboratorio para caracterizar medios de temple se recomienda colocar un termopar cerca de la superficie de la probeta.

Abstract

Heat transfer from a part to the quench bath in which it is immersed is a complex phenomenon due to the relationship between the hydrodynamic conditions within the quenching media and the various heat transfer mechanisms that occur during quenching. These mechanisms have different heat removal capacity which modifies the evolution of the thermal field and hence, the evolution of the microstructure and stress fields within the quenched component.

It is common practice to assume one-dimensional heat flow to estimate the heat transfer boundary condition during quenching experiments at the laboratory scale. Thus, in this work, the thermal boundary condition at the probe-fluid interface was estimated considering heat flow in two dimensions, during quenching by forced convection of a laboratory scale probe in order to establish the pertinence of including this consideration. In addition the wetting front kinematics was determined for different velocities of the quenching medium.

To carry out the experimental tests, a quenching device that ensures fully developed flow conditions and a cylindrical probe with conical tip made of AISI 304 stainless steel were used; by using an austenitic stainless steel the occurrence of phase transformations upon quenching is prevented which is not relevant for this investigation. The independent variable studied was the water flow rate (0.2, 0.4, and 0.6 m/s); all experiments were carried out with water at 60 °C.

The results obtained were thermal histories at different positions within the probe and videos that show the wetting front displacement along the probe surface. With these data, the local cooling rate was calculated, and the surface heat flux was estimated using a mathematical model based on the solution of the inverse heat transfer problem in two dimensions (assuming a constant value of the surface heat flux for each of the segments in which the probe surface was divided). The results of the model were validated against measured cooling curves and also compared with the equivalent one dimensional heat flow estimation; it was found that there is not a significant difference between them. However, it is recommended to improve the mathematical model for the surface heat flux estimation allowing it to vary within each segment.

Once the thermal boundary condition was correctly estimated, the mathematical model was used to predict the thermal response within the probe. The results obtained from the simulation revealed that the probe surface is always at a lower temperature than the center, showing that the solid has an internal heat transfer resistance. Therefore, it is recommended to place a thermocouple near the surface to carry out laboratory scale tests to characterize quenching media.

1 Introducción

En este primer capítulo se presentan conceptos que permiten familiarizar al lector con el contenido y relevancia de este trabajo; también se presentan la justificación, la hipótesis, el objetivo, y las metas considerados para desarrollar esta investigación.

1.1 Marco de trabajo

Desde los primeros tiempos, a principios de la Edad de Hierro, el temple ha jugado un papel importante en el crecimiento de las civilizaciones en todo el mundo. En aquel entonces, la tecnología se utilizó principalmente para aumentar la eficacia de espadas, cuchillos y armas. Gran parte del conocimiento en esta área de la Metalurgia se generó a partir de la experimentación empírica de los alquimistas y herreros de esa época. No fue sino hasta el comienzo de la era industrial (1850 d.C.), que la humanidad comenzó una búsqueda para entender y cuantificar los mecanismos de enfriamiento durante un temple para optimizar el proceso [1].

En contraste, en las últimas décadas ha surgido la metodología de Ingeniería de Procesos Metalúrgicos, que utiliza modelos matemáticos, modelos físicos y mediciones en laboratorio o planta para comprender los procesos de manufactura de componentes ingenieriles con el objetivo de diseñarlos, controlarlos y optimizarlos. En particular, a lo largo de los últimos 60 años se han realizado esfuerzos para comprender y controlar los fenómenos que ocurren durante los procesos de temple de piezas de acero [2].

Las primeras investigaciones realizadas en este campo emplearon el análisis de curvas de enfriamiento como una herramienta para caracterizar la extracción de calor de un medio durante un tratamiento de temple. Los métodos para la interpretación (análisis) de curvas de enfriamiento van desde una simple inspección visual, el cálculo de rapidez de enfriamiento críticas y, en algunos casos, el cálculo de un parámetro único para caracterizar el baño de temple, como es el caso de factor de temple.

Los métodos anteriores solo proporcionan cierto conocimiento relacionado con las diferentes etapas durante el enfriamiento; sin embargo, no permitieron obtener información acerca del coeficiente de transferencia de calor o del *flux* de calor en la superficie, que son parámetros críticos en los modelos matemáticos que se utilizan para simular a estos procesos. Es por ello que, paralelamente a la metodología del análisis de curvas de enfriamiento, se desarrollaron modelos matemáticos para estimar la condición de frontera térmica durante un temple mediante la solución del problema inverso de conducción de calor. La evolución de estos modelos, de la mano con los avances en *hardware* y *software* han permitido a los investigadores desarrollar simulaciones cada vez más complejas que incorporan la transferencia de calor, la transformación de fase, y las interacciones mecánicas tanto en probetas templadas bajo condiciones controladas de laboratorio como en planta.

Tradicionalmente, las probetas utilizadas para ensayos de temple a escala laboratorio han sido cilindros de base plana. Sin embargo, recientemente se ha demostrado que el uso de probetas cilíndricas con base cónica para realizar ensayos de temple a escala laboratorio, genera condiciones hidrodinámicas particularmente adecuadas en la vecindad de la probeta que promueven un avance del frente de mojado uniforme y permiten estudiar los fenómenos complejos que suceden en la interfase metal-medio de temple.

1.2 Justificación

Dada la complejidad para llevar a cabo mediciones en planta durante un temple, una alternativa es realizar ensayos a escala laboratorio para estimar de manera precisa la condición de frontera térmica y así generar información crucial para desarrollar modelos matemáticos orientados a determinar la evolución de los campos térmicos, microestructural y de esfuerzos para predecir las propiedades mecánicas y geométricas finales del producto templado.

1.3 Hipótesis

En investigaciones previas se ha reportado la estimación de la condición de frontera térmica en probetas cilíndricas templadas a escala laboratorio, suponiendo flujo de calor en dirección radial únicamente. Sin embargo las condiciones hidrodinámicas en esos experimentos son tales que el medio de enfriamiento se direcciona para que siempre esté en contacto con la base y la superficie lateral de la probeta, pudiendo provocar una componente axial en la extracción de calor.

En consecuencia, el realizar un análisis térmico que considere extracción de calor en dos dimensiones permitirá determinar valores más precisos de la condición de frontera, caracterizada por el *flux* de calor en la interfase líquido-probeta.

1.4 Objetivo

El objetivo de esta investigación es mejorar la estimación del *flux* de calor de la superficie, a partir de la respuesta térmica medida en probetas instrumentadas, mediante la solución del problema inverso de conducción de calor (*IHCP*) considerando flujo de calor en dos dimensiones.

1.5 Metas

- i. Instalar y poner a punto un equipo experimental similar al desarrollado por Vergara-Hernández y Hernández-Morales [3], el cual permite direccionar el medio de enfriamiento y facilita la filmación de los eventos que tienen lugar en la superficie de la probeta durante un tratamiento de temple a escala laboratorio, al mismo tiempo que asegura flujo completamente desarrollado antes de impactar a la probeta.

- ii. Adquirir la historia térmica para 7 distintas posiciones de los termopares al interior de la probeta, para distintas rapideces de flujo del medio de temple y para una temperatura fija del medio de enfriamiento.
- iii. Obtener videgrabaciones durante cada enfriamiento para analizar la cinemática del frente de mojado.
- iv. Estimar la rapidez de enfriamiento local en función del tiempo.
- v. Estimar el *flux* de calor que extrae el medio de temple como función de la posición axial y del tiempo.
- vi. Validar el modelo matemático, comparando los resultados de las simulaciones con la historia térmica medida, ambos en posiciones distintas a las utilizadas para resolver el *IHCP*.

2 Antecedentes

En este capítulo se abordan conceptos fundamentales relacionados con un tratamiento térmico de temple; se presenta una revisión bibliográfica de los principales métodos que existen en la actualidad para diseñar un proceso de temple. Asimismo, se dedica un apartado para revisar los diversos fenómenos involucrados en el proceso de temple y una breve revisión bibliográfica de los modelos matemáticos aplicados para diseñar este tratamiento térmico.

Por último, se detalla la formulación del problema inverso aplicado al caso de transferencia de calor por conducción, su planteamiento, los diversos tipos de problemas aplicados a tratamientos térmicos, así como los métodos, procedimientos y algoritmos computacionales propuestos por diferentes investigadores para encontrar soluciones a estos problemas.

2.1 Tratamiento térmico de temple

Los tratamientos térmicos son un conjunto de operaciones que involucran ciclos de calentamiento y enfriamiento controlados, que permiten modificar la microestructura en una pieza metálica y, con ello, sus propiedades mecánicas [4].

Uno de los tratamientos térmicos utilizados con mayor frecuencia es el proceso de temple. Este tratamiento térmico consiste en: calentar la pieza metálica hasta una temperatura a la cual se obtenga una única estructura llamada austenita, mantener la pieza a esa temperatura para homogeneizar la microestructura, y enfriarla rápidamente para que se lleve a cabo la transformación de austenita a martensita [5].

La martensita es una disolución sólida de hierro sobresaturada de carbono, de la misma composición que la austenita inicial. La transformación de la austenita a martensita es una transformación de fase de primer orden, sin difusión, y está acompañada por una deformación

homogénea de la red mediante pequeños desplazamientos coordinados de los átomos (en distancias inferiores a las interatómicas) [6].

Además del cambio en la simetría del cristal, la transformación tiene asociados una deformación del material y un cambio de volumen. Esto produce un almacenamiento de energía en el entorno de la zona transformada, que finalmente será la que controle la transformación, requiriéndose un sobre-enfriamiento por debajo de la temperatura de equilibrio T_0 para producir y completar la transformación, tal como se muestra en el gráfico de la Figura 2.1.

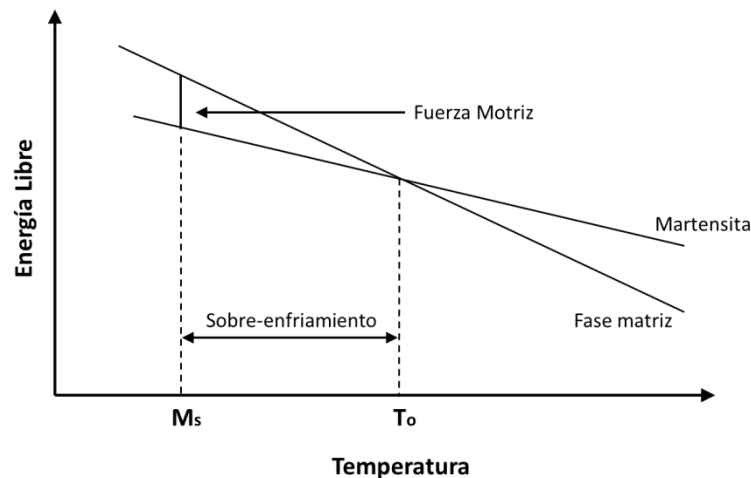


Figura 2.1 Diagrama de energía libre en función de la temperatura para la transformación martensítica [7].

Las dos morfologías más comunes de la martensita, visibles bajo el microscopio óptico, son láminas y placas. La designación de lámina (o listones - en inglés, *lath*) se usa para describir la forma en listón de las unidades de martensita que se forman en aceros de bajo y medio contenido de carbono, mientras que la designación de placa (o acicular - en inglés, *plate*) describe adecuadamente la forma de la martensita que se presenta en los aceros con alto contenido de carbono (ver Figura 2.2).

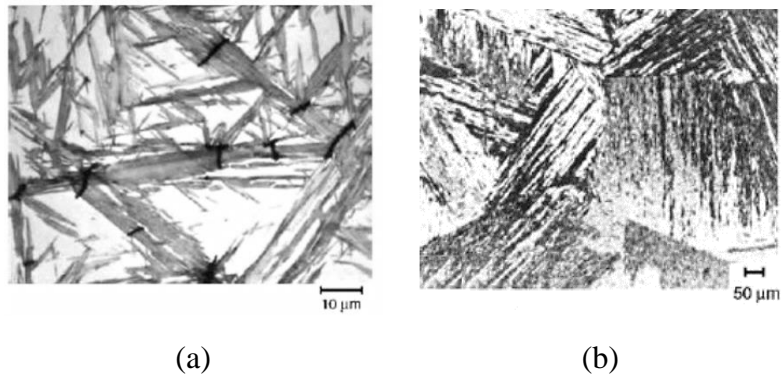


Figura 2.2 Micrografías ópticas que muestran la microestructura de martensita: (a) en placas en una aleación Fe-1.4%C y (b) en láminas en una aleación Fe-0.2%C [8].

El endurecimiento que genera un tratamiento de temple es de origen estructural. Cada átomo de carbono, más voluminoso que el intersticio en el que está insertado, separa a los dos átomos de hierro vecinos; así la red del hierro se distorsiona significativamente, bloqueándose el movimiento de las dislocaciones, provocando así el endurecimiento del acero. La dureza puede variar (de 50 a 68 Rockwell C) según las condiciones durante el enfriamiento y el tipo de acero [9].

Uno de los principales problemas del temple es la distorsión que sufren las piezas metálicas tratadas. En algunos casos puede presentarse agrietamiento e incluso fracturas [10]. Este tipo de defectos están ligados a factores relacionados a la pieza metálica (grado de aleación, geometría, etc.) y a características del medio de temple (temperatura del baño, agitación, etc.). Debido a que las piezas metálicas que se templan están en o cerca del final de la cadena de producción, el control de las operaciones de este tratamiento térmico se vuelve crítico.

Durante el enfriamiento hay varios fenómenos presentes, interrelacionados entre sí y que se producen a diferentes escalas, lo que hace de este un proceso muy complejo. Hay tres campos básicos de interés: el campo térmico (que cambia con el tiempo debido a la extracción de calor en la interfase pieza-medio de temple), el campo microestructural (que cambia con el tiempo a medida que ocurren las diversas transformaciones de fase) y el campo de esfuerzos (que cambia con el tiempo conforme se producen desplazamientos al interior de la pieza templada) [11].

2.2 Medios de temple

Un medio de temple es aquel fluido (líquido o gas) que tiene como propósito el extraer energía térmica de una pieza para así obtener la dureza requerida. Simultáneamente, el medio de temple debería minimizar la distorsión y los esfuerzos residuales, incrementando la uniformidad del enfriamiento en la superficie total de la pieza [12].

La selección de un medio de temple depende de la templabilidad del acero en particular, del espesor y de la forma de la pieza. Muchos y variados medios de enfriamiento se han utilizado para el proceso de temple. Los más comunes son agua, aceites, salmuera (acuosa), soluciones cáusticas (acuosas), soluciones poliméricas, sales fundidas, metales fundidos, aire u otros gases (inmóviles o en movimiento) [13].

En particular, el agua ha sido el medio de temple tradicional para prácticas comerciales por su bajo costo, fácil obtención y carácter no contaminante. Una desventaja del agua es que siempre hay riesgo de producir distorsión y/o agrietamiento de la pieza de trabajo debido a que produce elevadas rapidezces de enfriamiento.

2.2.1 Métodos de caracterización de medios de temple

En la industria de los tratamientos térmicos existen varios métodos para diseñar y evaluar el desempeño de un medio de enfriamiento; esto permite asegurar que el tratamiento de temple al que se someten las piezas metálicas sea reproducible y bajo condiciones controladas. Históricamente, para evaluar dicho desempeño se han empleado dos parámetros: poder de endurecimiento y poder de enfriamiento.

El término poder de endurecimiento [14] hace referencia a la capacidad del medio de temple para desarrollar una dureza específica al interior de una pieza metálica en una combinación de material y tamaño de sección. Con los años, se han diseñado una serie de pruebas de laboratorio para caracterizar el poder de endurecimiento, tales como el ensayo Jominy [15].

El poder de enfriamiento [14] hace referencia a la rapidez con la que el medio de enfriamiento extrae calor de la pieza metálica. Para determinar este parámetro, se han desarrollado una serie de pruebas a escala laboratorio que solo reproducen algunos de los eventos que controlan a los tratamientos térmicos. Ejemplos de estos ensayos de laboratorio son: la prueba magnética (General Motors) [16, 17, 18], la prueba de alambre caliente [19], y el análisis de curvas de enfriamiento [20], entre otros.

2.2.1.1 Ensayo Jominy (ASTM A255-10)

El ensayo Jominy es un procedimiento estandarizado para determinar la templabilidad de un acero. Esta prueba permite establecer experimentalmente la respuesta metalúrgica (en términos de dureza residual) en función de la rapidez de enfriamiento local [15]. Con este fin, se maquina una probeta estandarizada del acero de interés, se calienta hasta una temperatura predeterminada, manteniéndose por un tiempo específico (asegurándose de minimizar la oxidación de la superficie) para luego enfriarse en posición vertical exponiendo su base a una columna de agua con una velocidad de flujo y a una temperatura especificada (ver Figura 2.3 (a)).

Finalizado el tratamiento de temple, se desbasta una tira de 0.4 milímetros de espesor y se determina la dureza (Rockwell C) a lo largo de 50 mm a partir de la base de la probeta. En los primeros 12.5 mm las lecturas de dureza se toman a intervalos de 1.6 mm y en los 37.5 mm siguientes cada 3.2 mm (ver Figura 2.3 (b)). Con esos valores se construye una curva de templabilidad representando los valores de dureza en función de la distancia al extremo templado (ver Figura 2.3 (c)). Aunque originalmente este ensayo fue diseñado para caracterizar el comportamiento metalúrgico de aceros, también se ha utilizado para estudiar la respuesta metalúrgica de aleaciones de aluminio.

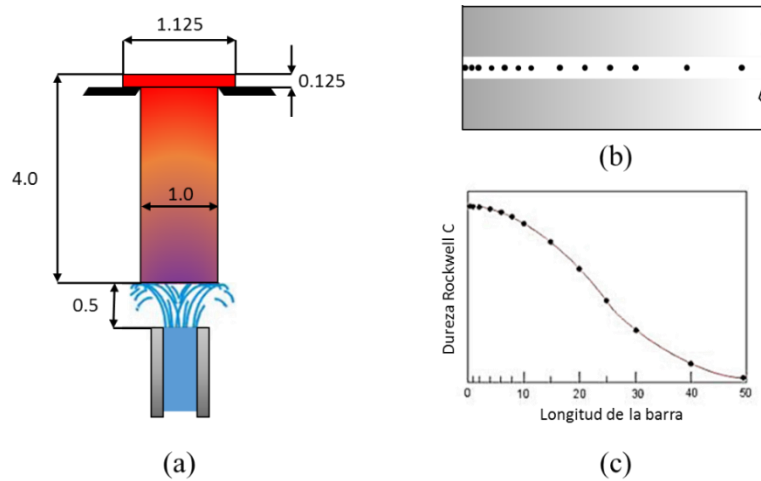


Figura 2.3 Representación esquemática de un ensayo Jominy. (a) Geometría y dimensiones de la probeta (en pulgadas), (b) sección de la probeta con marcas de indentador para medir dureza en distintas posiciones, (c) curva de templabilidad [21].

2.2.1.2 Prueba magnética GM

La prueba magnética [16] consiste en calentar esferas de níquel de 22 mm de diámetro instrumentadas con un termopar posicionado en el centro geométrico. Una vez que se alcanza la temperatura de austenización la esfera, se deposita en un vaso de precipitados que contiene 200 mL de aceite a temperatura ambiente (ver Figura 2.4). El sistema GM se basa en el comportamiento del níquel con respecto a la temperatura de Curie (354 °C para Ni), que es la temperatura a la cual metales como el níquel o el hierro presentan propiedades magnéticas. Cuando la esfera se calienta, la microestructura se transforma a austenita (fase no magnética); al introducirse en el baño se activa un dispositivo electrónico que registra el tiempo requerido para que se lleve a cabo la transformación a martensita (fase magnética). Este tiempo es grabado y posteriormente se emplea para clasificar dicho aceite. En general, el método GM clasifica los aceites como: aceites lentos (15-20 segundos), aceites medios (11-14 segundos) y aceites rápidos (8 a 10 segundos).



Figura 2.4 Esquema que muestra el equipo experimental GM para evaluar la severidad de enfriamiento de aceites para temple [16].

2.2.1.3 Prueba de alambre caliente

En esta prueba un alambre de níquel-cromo (de calibre y resistencia eléctrica estandarizada) se sumerge en una muestra de 100 a 200 mL del medio de enfriamiento; la temperatura inicial del medio debe ser la misma temperatura a la que opera en el temple. El alambre se calienta al pasarle una corriente eléctrica que se incrementa gradualmente por medio de un reóstato. El poder de enfriamiento del medio se caracteriza a través de la densidad de corriente a la cual el alambre se funde. Los medios de enfriamiento que poseen una mayor capacidad de extracción de calor permiten el paso de corrientes altas a través del alambre antes que éste se funda [22].

2.2.1.4 Análisis de curvas de enfriamiento

El análisis de la curva de enfriamiento es una de las pruebas más antiguas para caracterizar un medio de temple [20]. La pruebas que emplean este método de caracterización se realizan templando una pieza de prueba (probeta) instrumentada con termopares en su interior (usualmente los termopares se colocan en el centro de la probeta); esto permite monitorear el

enfriamiento a través de un equipo que registra la evolución de la temperatura local durante el enfriamiento. Existen varios tipos de probeta y de sistema de medición [11]; algunos de ellos se describen a continuación.

- Sistema Grossmann

El sistema Grossmann utiliza una probeta de forma cilíndrica (4 pulgadas de diámetro y 12 pulgadas de longitud), que se fabrica con una aleación SAE 5145 (acero al bajo cromo). El termopar se introduce en un barreno que se maquina al centro de una de las caras del cilindro a una profundidad de 6 pulgadas; una vez que el termopar se introduce a la probeta, ésta se suelda (ver Figura 2.5).

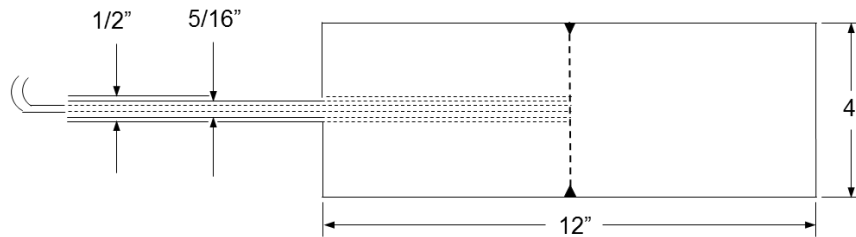


Figura 2.5 Diseño y medidas de la probeta experimental Grossmann [23].

Totten, Webster y Bates [24] analizaron este método en una publicación posterior y concluyeron que el emplear el factor de Grossman para estimar la severidad de enfriamiento durante un temple tiene una serie de limitaciones. Una de las más importantes es que sólo refleja la capacidad para endurecer el acero. Y no proporciona información acerca del agrietamiento y la distorsión de las piezas de acero.

- Sistema IVF *Smart Quench*

El sistema IVF *Smart Quench* fue desarrollado por el Swerea IVF en Suecia. La probeta es una barra cilíndrica fabricada con Inconel 600, que tiene un diámetro de 12.5 mm y una longitud de 600 mm, en la que se coloca un termopar al centro para poder registrar los cambios de temperatura (ver Figura 2.6) [25].

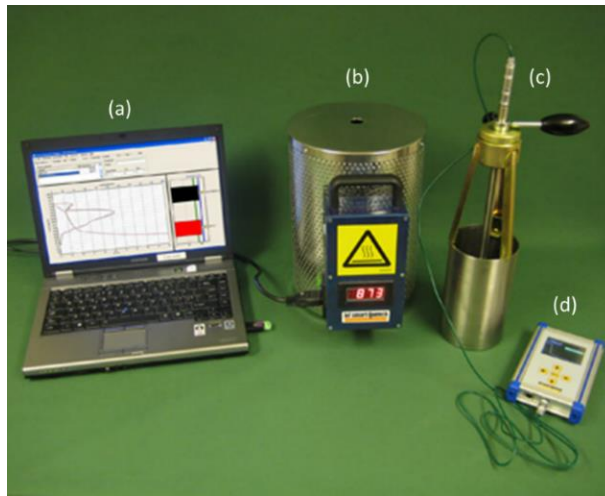


Figura 2.6 Sistema IVF *Smart Quench* para la caracterización de los medios de temple [25]. (a) computadora portátil con un software especializado, (b) horno de calentamiento, (c) probeta metálica y (d) sistema portátil de adquisición de datos inalámbrico.

La probeta se sumerge en el medio de enfriamiento y al mismo tiempo se registra la respuesta térmica. El sistema genera gráficas de temperatura en función del tiempo y gráficas de rapidez de enfriamiento en función del tiempo. La Figura 2.7 muestra un ejemplo de la información que puede obtenerse mediante este sistema.

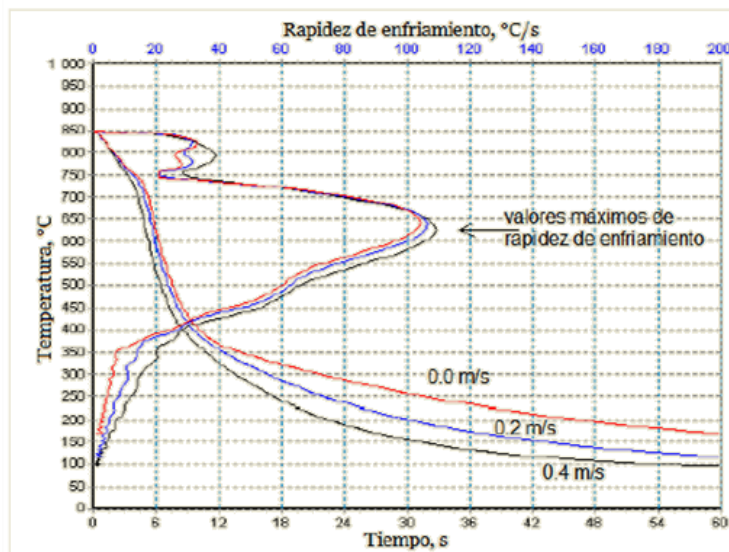


Figura 2.7 Gráfico que muestra datos experimentales obtenidos con el dispositivo *Smart Quench* para un aceite de temple *Durixol W72* a 70°C y varias velocidades de agitación (m/s) [26].

A través de los datos adquiridos se estima el poder de endurecimiento IVF (HP). El número HP es un índice de calificación para aceites propuesto por Segerberg [26] para seleccionar el mejor aceite para una determinada aplicación.

- **Estándar industrial Japonés (JIS K 2242)**

En el estándar industrial japonés (*Japanese Industrial Standard, JIS*) (JIS K 2242) para la adquisición de curvas de enfriamiento se utiliza la probeta desarrollada por Tamura y Tagaya [27]. La probeta de geometría cilíndrica está fabricada con plata (longitud de 30 mm y un diámetro de 10 mm) y está instrumentada con un termopar colocado en la superficie (ver Figura 2.8 (a)). Debido al alto valor de conductividad térmica de la plata ($k = 410 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$) es posible determinar el coeficiente de transferencia de calor sin necesidad de aplicar métodos inversos de conducción de calor. Entre las desventajas más importantes que tiene este estándar, está la baja reproducibilidad en las mediciones que se realizan, además de la tediosa preparación de la superficie y el ensamble del termopar dentro de ésta. En el año 2004, Narazaki y colaboradores [28] modificaron la probeta de Tamura y Tagaya, insertando el termopar en medio de la probeta cilíndrica (ver Figura 2.8 (b)).

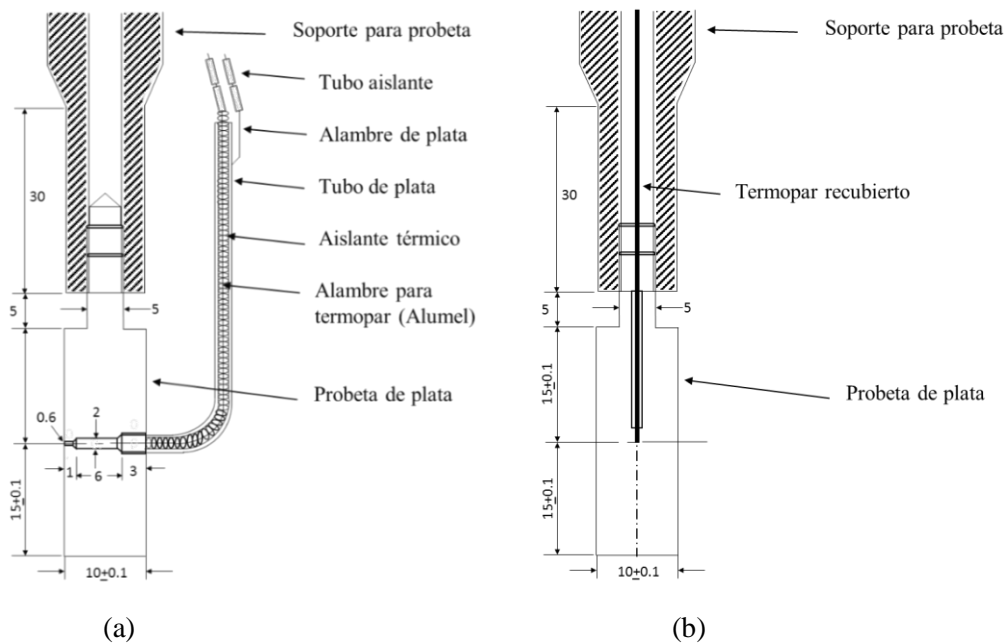
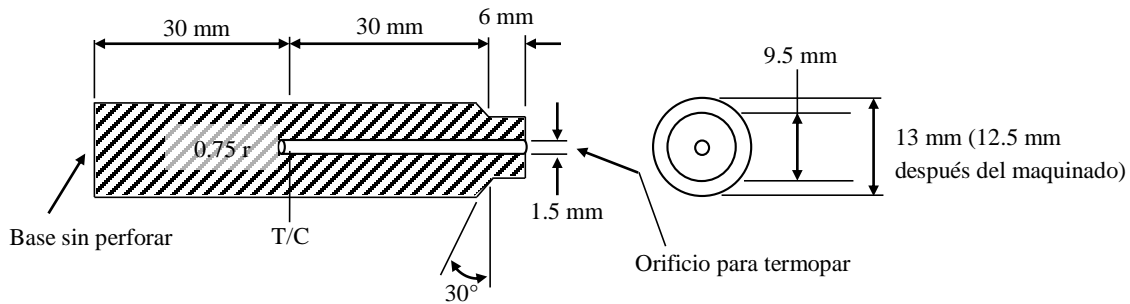


Figura 2.8 Diseño y dimensiones estandarizadas de la probeta para la adquisición de curvas de enfriamiento: (a) diseño original JIS, (b) diseño modificado por Narazaki [28]. Cotas en milímetros.

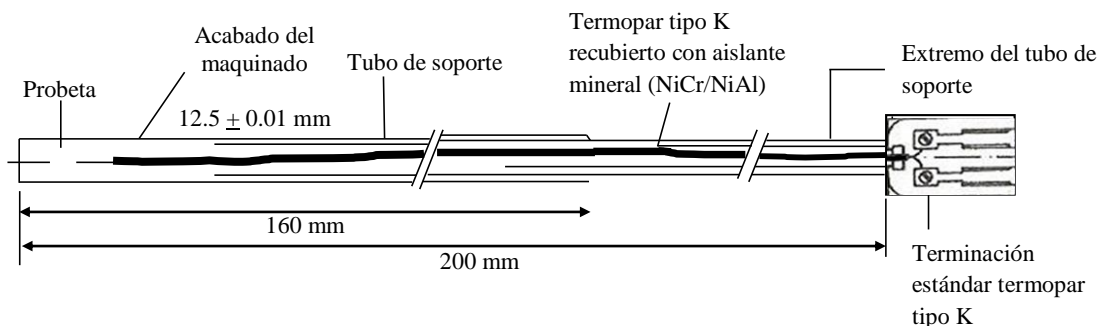
- **Estándar internacional (ISO 9950)**

En el estándar internacional ISO 9950 [29] se utiliza una probeta fabricada de una aleación de níquel (Inconel 600) para la determinación de las características de aceites para temple industriales. La prueba se lleva a cabo sin agitación en una muestra de 2000 mL del aceite de interés.

La probeta tiene 12.5 mm de diámetro y 60 mm de longitud (ver Figura 2.9); con esta probeta se mejora la estabilidad de los datos en comparación con las probetas de plata, sus propiedades térmicas son similares a las del acero, no ocurren transformaciones de fase y es resistente a la corrosión.



(a)



(b)

Figura 2.9 Esquema de la probeta que se emplea en el estándar ISO 9950: a) detalles de la probeta; b) detalles del ensamblado [29].

Los resultados se expresan como: curvas de temperatura/tiempo y curvas de rapidez de enfriamiento/temperatura. Los datos que se obtienen a partir de las curvas son los siguientes: (a) tiempo de enfriamiento a los 600, 400 y 200°C, (b) rapidez de enfriamiento máxima, (c) temperatura a la cual ocurre la rapidez de enfriamiento máxima, y (d) la rapidez de enfriamiento a los 300°C.

- **Sistema Liscic-NANMAC**

Liscic y Filetin [30] propusieron un método asistido por computadora para medir y registrar la intensidad de temple bajo condiciones de planta usando una probeta cilíndrica especial que permite medir la temperatura muy cerca de la superficie; además, la medición y la adquisición de la temperatura se realizan cada 1×10^{-5} segundos, lo que permite capturar cambios rápidos de temperatura. El *software* usado por este sistema es el *TGQAS*, que calcula los coeficientes de transferencia de calor en la superficie utilizando las respuestas térmicas adquiridas. El *software* también predice la microestructura y dureza de la pieza en cualquier posición radial [31].

La probeta se fabrica con acero inoxidable AISI 304 (50 mm de diámetro y 200 mm de longitud) y fue desarrollada en cooperación con la Corporación NANMAC. La probeta tiene una tuerca hueca con dos termopares; el primero colocado en la superficie y el segundo en un punto 1.5 mm por debajo de la superficie. Ambos termopares están situados en el mismo plano longitudinal, pero desplazados radialmente. La probeta y los termopares NANMAC (US Pat. No. 2,829,185) se presentan en el esquema de la Figura 2.10.

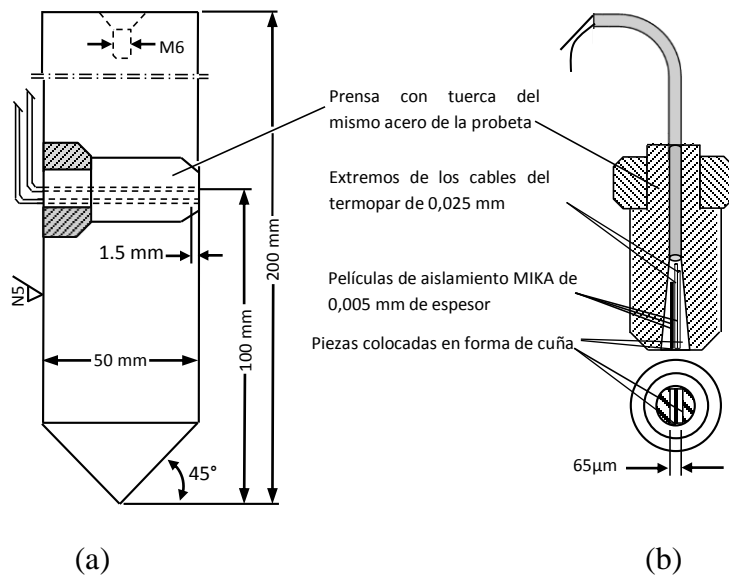


Figura 2.10 (a) Diseño y dimensiones de la probeta Liscic-NANMAC y (b) detalle de los termopares NANMAC [30].

El método se basa en medir el gradiente de temperatura en la superficie de la probeta y representar el poder de enfriamiento como la densidad de flujo de calor (calculado con la ley de Fourier); es aplicable para distintos tipos de medios, condiciones y técnicas de temple. La predicción de la microestructura y la dureza se basa en datos de templabilidad Jominy almacenados en la memoria de una computadora, usando un *software* que realiza una regresión de los diagramas de Crafts-Lamont. Este método de predicción de la distribución de la dureza después de un temple es válido para barras de 20-90 mm de diámetro.

2.2.1.5 Metodología de ingeniería de procesos metalúrgicos

Todos los métodos de análisis de curvas de enfriamiento descritos en la sección anterior son esencialmente procedimientos de laboratorio (algunos estandarizados) para el análisis de medios de temple. A pesar de que son de gran valor para ese uso, se encuentran relativamente limitados cuando se intenta extrapolar sus resultados a un tratamiento en planta, ya que no proporcionan información acerca de la distorsión o incluso agrietamiento que pudiera presentarse en la producción de un cierto componente.

En contraste, en los últimos años ha surgido la metodología de Ingeniería de Procesos Metalúrgicos, que a través de modelos matemáticos [32,33] y modelos físicos [34] complementados con mediciones en laboratorio o planta, busca comprender y controlar los fenómenos que ocurren durante los procesos involucrados en la manufactura de componentes ingenieriles; con el objetivo de diseñarlos y optimizarlos [35].

Para definir la relación entre las condiciones de un proceso de temple y las propiedades mecánicas finales de un componente, la Ingeniería Microestructural (es decir, la aplicación de modelos físicos y modelos matemáticos a procesos en los cuales se busca modificar la microestructura) ha tenido mayor aceptación que cualquier otra técnica debido a la gran cantidad de información detallada del proceso que se puede obtener.

El método de análisis comprende conceptos de: fenómenos de transporte, mecánica de sólidos y metalurgia física; e implica la solución (a través de métodos numéricos) de las ecuaciones diferenciales parciales que describen dichos fenómenos. Generar un modelo con toda esta información requiere de amplios recursos computacionales debido a las condiciones no lineales implicadas en un problema real.

Un componente fundamental de estos modelos consiste en realizar un estudio detallado de transferencia de calor para caracterizar la condición de frontera activa. Una vez calculada la distribución microestructural, las propiedades mecánicas se pueden predecir a partir de correlaciones empíricas. De esta manera, los modelos matemáticos pueden ser aplicados a la predicción de las propiedades mecánicas a partir de la información de variables de proceso. Esta nueva metodología fue aplicada por Campbell *et al.* [36-38] para la simulación de un temple de barras de acero en una línea del proceso *Stelmor*. Un enfoque similar fue adoptado por Wallis y colaboradores *et al.* [39] para optimizar el tratamiento térmico de piezas forjadas de superaleaciones y por Persampieri *et al.* [40] para simular de temple con *spray* de un disco plano y un cilindro hueco de acero AISI 4335V.

2.3 Sistemas utilizados para temple por inmersión con flujo en movimiento

Debido a que la agitación es un parámetro de proceso muy importante, se han diseñado equipos que simulen, al menos cualitativamente, las condiciones de flujo en los tanques de temple industriales.

El dispositivo diseñado por Narazaki [41] consta de una bomba que permite impulsar el medio de temple y de un rotámetro para controlar el gasto volumétrico del fluido. El fluido entra al tanque de agitación y es direccionado por medio del tubo hacia un ducto de 55 mm de diámetro y 290 mm de longitud. Dentro de este ducto se introduce una probeta cilíndrica de cara plana para enfriarla súbitamente desde los 810°C hasta la temperatura del fluido utilizado como medio de temple. Todo el fluido que atraviesa este primer ducto es atrapado por otro ducto de mayor diámetro (115 mm) y longitud (340 mm) y confinado a través de otra tubería para alimentar nuevamente a la bomba (ver Figura 2.11).

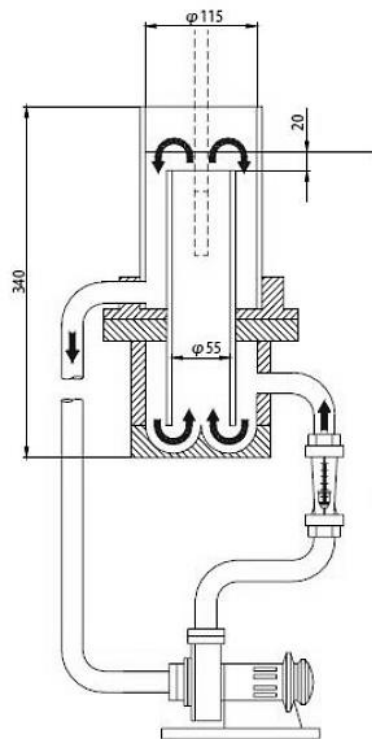


Figura 2.11 Esquema del dispositivo experimental utilizado para la cuantificación del frente de mojado utilizando el análisis de las curvas de enfriamiento [41]. Cotas en milímetros.

Uno de los principales problemas con este diseño de tanque experimental es que no posee un sistema de enfriamiento para el fluido que retorna. Además, el tubo de prueba no posee una longitud suficiente como para garantizar un flujo de fluido hidrodinámicamente desarrollado, lo que repercute en problemas de reproducibilidad.

Vergara-Hernández y Hernández-Morales [3] propusieron el uso de un sistema que consta de una bomba que extrae agua de un recipiente primario y la conduce a través de un tubo de acrílico (44 mm de diámetro, 1.85 m de largo). El flujo es controlado con un rotámetro capaz de producir velocidades de agua de hasta 0.7 m/s, que son típicos de los tanques de enfriamiento industriales. El enfriamiento se realiza situando la probeta 15 cm por debajo de la salida del tubo de acrílico (o 1.7 m por encima del codo). Una vez que el medio de temple impacta la probeta es capturado por un recipiente secundario y enviado de vuelta al recipiente primario (ver Figura 2.12).

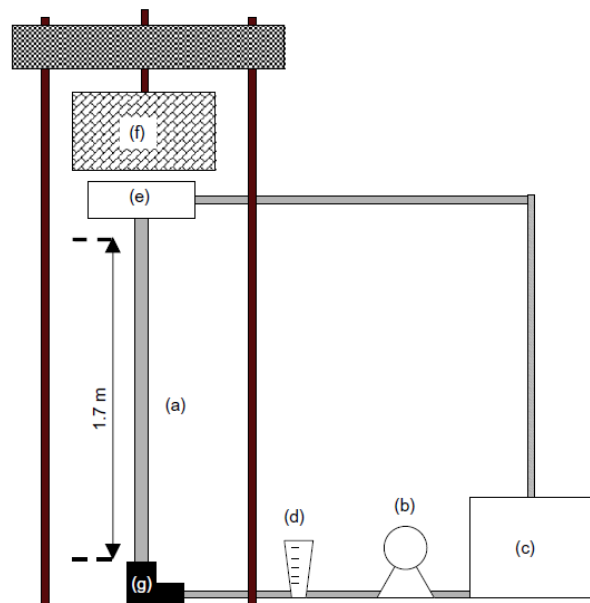


Figura 2.12 Dispositivo experimental para el estudio de la cinética del frente de mojado: (a) tubo de acrílico; (b) bomba de agua; (c) contenedor principal; (d) rotámetro; (e) contenedor secundario y (f) horno de calentamiento [3].

La probeta empleada en este estudio está fabricada con acero inoxidable AISI 304 y está maquinada con una punta cónica (ver figura 2.13).

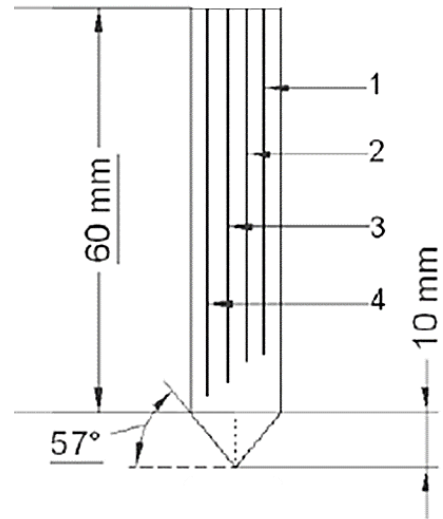


Figura 2.13 Probeta cilíndrica con punta cónica (vista lateral); los números indican las posiciones de los termopares: T/C1 = 47 mm; T/C2 = 49 mm; T/C3 = 52 mm; T/C 4 = 57 mm [3].

Este diseño, a diferencia del propuesto por Narazaki [41], garantiza que el flujo de fluido es hidrodinámicamente desarrollado y en combinación con la probeta cilíndrica de punta cónica aseguran que la película de vapor colapse de manera uniforme alrededor de la probeta. Estas condiciones permiten una alta reproducibilidad de los diferentes regímenes de ebullición lo que facilita el estudio de la cinemática del frente de mojado.

2.4 Mecanismos de transferencia de calor en el temple por inmersión

Durante el temple en medios volátiles tales como agua, aceite o soluciones acuosas de polímeros, se presenta una serie de fenómenos complejos en la superficie del sólido que generan condiciones de frontera de transferencia de calor que son no lineales y cambiantes con el tiempo. En orden de mayor a menor temperatura superficial se pueden distinguir tres regímenes de transferencia de calor (ver Figura 2.14):

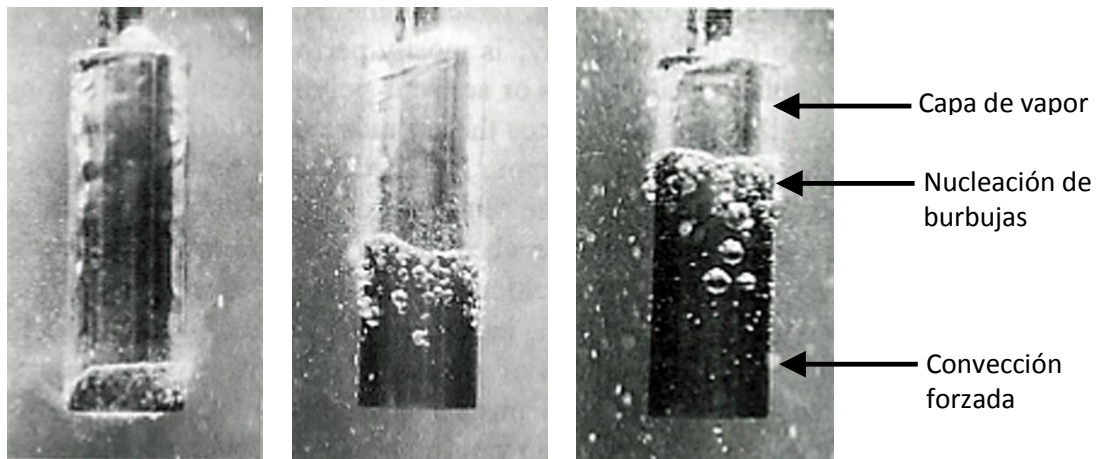


Figura 2.14 Secuencia de las tres etapas de extracción de calor durante el enfriamiento por inmersión de una probeta cilíndrica de acero al cromo-níquel en agua a 30 °C y una velocidad de 0.3 m/s [12].

a) *Enfriamiento en presencia de una película de vapor (Etapa A)*. Esta primera etapa se caracteriza por la formación de una capa de vapor continua y estable que rodea a la superficie de la pieza y que se genera cuando el líquido se pone en contacto con la superficie caliente que lo vaporiza inmediatamente.

El enfriamiento en esta etapa ocurre por conducción y radiación a través de la película de vapor y por lo tanto es relativamente lento, ya que la capa de vapor actúa como un aislante térmico. La temperatura mínima a la cual la capa de vapor es estable se conoce como temperatura de Leidenfrost [42]. En la literatura especializada se reporta que los valores de la temperatura de Leidenfrost para agua a presión atmosférica oscilan entre 150 y 300 °C [43, 44].

b) *Enfriamiento en presencia de burbujas (Etapa B)*. Esta etapa inicia cuando el líquido entra de nuevo en contacto con la pieza (lo que se conoce como “re-mojado”), provocando que la capa de vapor se colapse.

El calor se transfiere rápidamente durante esta etapa debido a que éste se remueve como calor de vaporización; el líquido de enfriamiento se reemplaza continuamente por la nucleación, crecimiento y separación de burbujas. El punto de ebullición del medio de enfriamiento, el

tamaño y la forma de las burbujas de vapor controlan la duración de la etapa B, además de la rapidez de enfriamiento producida dentro de ésta.

c) *Enfriamiento por convección sin ebullición (Etapa C)*. Esta etapa comienza cuando la temperatura de la superficie no hace posible la ebullición del medio de temple, por lo que ésta cesa y la superficie de la pieza entra en contacto completamente con el medio de enfriamiento en estado líquido. En esta etapa el enfriamiento se lleva a cabo por el mecanismo de convección forzada, por lo que el enfriamiento no es tan severo como en la etapa de nucleación de burbujas.

2.4.1 Frente de mojado

Para el caso de temple en agua, los fenómenos de ebullición locales están en función del tiempo y de la posición a lo largo de la probeta [45]. Este comportamiento genera un frente de mojado, que se define como la frontera móvil que separa a la película de vapor de la zona de burbujas, es decir, la transición entre la etapa A y la B. En la Figura 2.15 se muestra la relación entre las zonas donde ocurren las etapas A, B y C y la distribución espacial del coeficiente de transferencia de calor a lo largo de una probeta de temple durante un temple por inmersión. La cinemática del frente de mojado determina la evolución del campo térmico y microestructural durante un temple y, por lo tanto, debe ser caracterizada cuidadosamente.

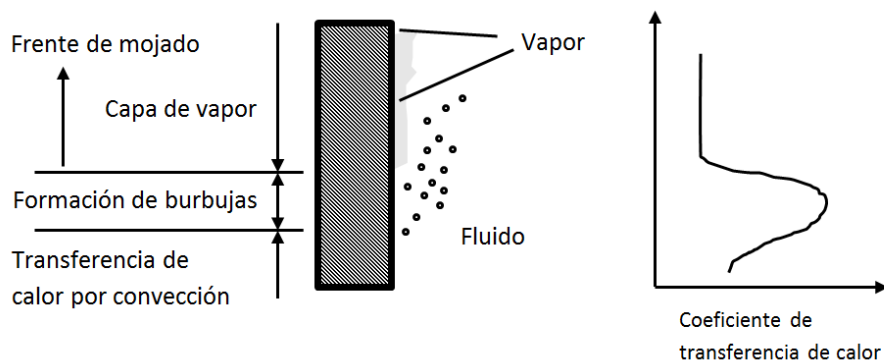


Figura 2.15 Comportamiento del mojado y cambio del coeficiente de transferencia de calor (α) a lo largo de la superficie de una probeta metálica durante un temple por inmersión [46].

Künzel y colaboradores [47] investigaron el fenómeno de mojado en superficies cilíndricas de aleaciones Cr-Ni enfriadas súbitamente en agua. Reportaron que la capa de vapor inicia su colapso en la base inferior del cilindro, tal como se muestra en la Figura 2.15, cuando se enfría en un fluido en movimiento. Por otra parte, Frerichs y Lübben [48], determinaron la influencia de la geometría sobre el movimiento del frente de mojado a través de probetas cilíndricas de acero inoxidable con diferentes formas de borde, longitudes y diámetros. Observaron dos frentes de mojado en una misma probeta, para temple en aceite: uno ascendente y otro descendente.

En la mayoría de las pruebas experimentales que emplean curvas de enfriamiento se tiene la gran limitación de la poca información que se puede derivar sobre los fenómenos de ebullición, debido a que se emplea un termopar a una altura específica en la probeta, generándose únicamente información local, lo cual no permite una descripción completa de la cinemática del frente de mojado.

La cinética del frente de mojado puede determinarse mediante la medición del movimiento del frente de mojado a lo largo de una probeta instrumentada con termopares colocados cerca de la superficie y a distintas posiciones (ver Figura 2.16). Mediante videograbaciones de los eventos que tienen lugar en la superficie se mide el movimiento del frente de mojado para posteriormente calcular su velocidad. Los termopares se emplean para registrar la historia térmica en diferentes puntos dentro de la probeta; dicha historia térmica es procesada para calcular las condiciones a la frontera en términos del *flux* de calor. Mediante las mediciones del movimiento del frente de mojado y de las historias térmicas, se realiza un análisis del efecto de la cinemática del frente de mojado sobre el campo térmico en el interior de la probeta.

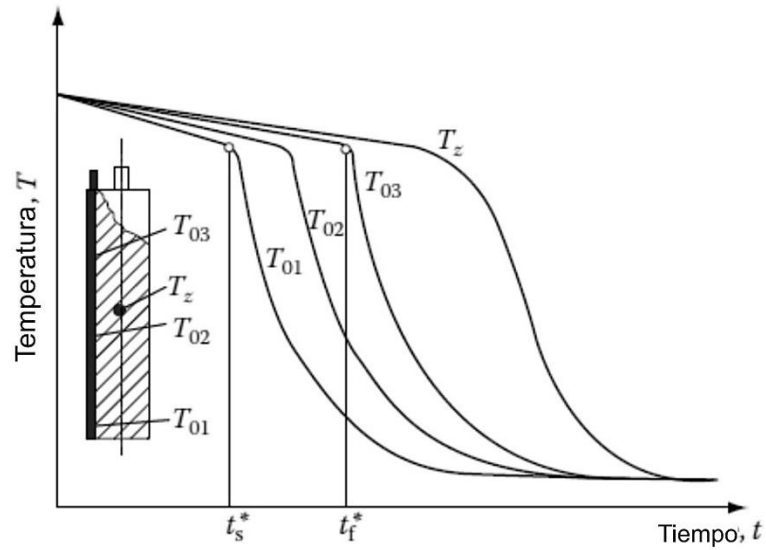


Figura 2.16 Determinación del frente de mojado mediante el empleo de tres termopares cercanos a la superficie y uno en el centro en una probeta cilíndrica [49].

2.5 Transferencia de calor en tratamientos térmicos

La transferencia de calor durante los procesos de tratamientos térmicos, involucra el intercambio de energía térmica entre el sistema de interés y el medio de enfriamiento. En particular para un tratamiento de temple, la historia térmica durante el enfriamiento determina en gran medida la evolución del campo microestructural así como la distribución de esfuerzos residuales, y por consecuencia las propiedades mecánicas finales del componente templado.

Idealmente, para minimizar la presencia de esfuerzos residuales y optimizar la microestructura necesaria, un medio de temple debe presentar una baja rapidez de enfriamiento a altas temperaturas, una elevada rapidez de enfriamiento a temperaturas donde se producen transformaciones de fase (es decir, entre A_{c3} y M_s), y una baja rapidez de enfriamiento en la etapa final del tratamiento [50].

La simulación de un temple requiere la solución de un problema multifísico con condiciones de frontera complejas debido a que la transferencia de calor, la transformación de fase, y las interacciones mecánicas ocurren simultáneamente [32].

2.5.1 Conducción de calor

La conducción de calor es un mecanismo de transferencia de energía debido al movimiento molecular dentro de un cuerpo; en particular para un medio continuo sólido, la conducción se debe a la energía cinética de las partículas provocada por las vibraciones y colisiones entre los átomos, fonones y electrones libres en el material en presencia de un gradiente de temperatura [51]. A diferencia de la convección o la radiación, el mecanismo de conducción se caracteriza por interacciones de corta distancia; además, requiere la presencia de un medio de transporte.

La propiedad física de los materiales que determina su capacidad para conducir el calor es la conductividad térmica; esta propiedad mide la capacidad de una sustancia de transferir la energía cinética de sus moléculas a otras moléculas adyacentes o a sustancias con las que no está en contacto [52]. En el Sistema Internacional de Unidades la conductividad térmica se mide en $\text{W K}^{-1} \text{m}^{-1}$.

2.5.1.1 Formulación matemática

La transferencia de calor al interior de un componente templado se puede describir matemáticamente con la ecuación de conducción de calor en estado transitorio, incluyendo un término de generación debido al calor latente asociado con las transformaciones de fase. En particular, para este trabajo se emplearon probetas con geometría cilíndrica, por lo que a continuación se presenta el análisis para dicha geometría (ver Figura 2.17).

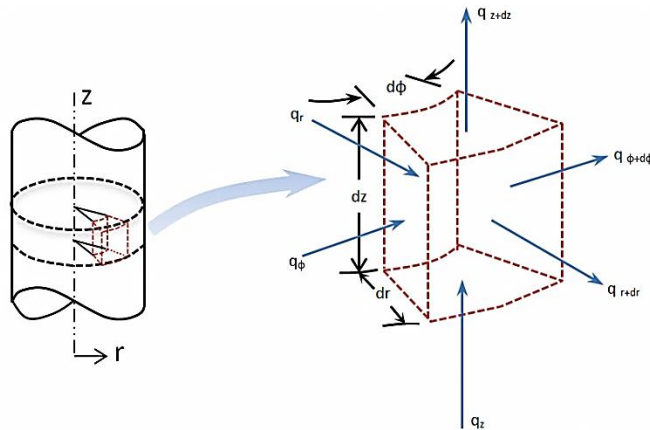


Figura 2.17 Esquema representativo del transporte de energía por conducción en un elemento de control en un cilindro.

Para un problema de conducción de calor en un sólido isotrópico, en estado transitorio; la ecuación gobernante tiene la forma siguiente¹ [53]:

$$\nabla(k\nabla T) + q_G = \rho Cp \frac{\partial T}{\partial t} \quad \forall (r, z, \theta) \in \Omega \subset R^3, \quad t \in (0, t_f] \quad (2.1)$$

Considerando un problema axisimétrico la ecuación (2.1) se reduce a:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(rk \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) + q_G = \rho Cp \frac{\partial T}{\partial t} \quad \forall (r, z) \in \Omega \subset R^3, \quad t \in (0, t_f] \quad (2.2)$$

La ecuación 2.2 puede estar sujeta a alguna(s) de las condiciones de frontera siguientes:

Condición de frontera de simetría

$$\frac{\partial T(0, z, t)}{\partial r} = 0 \quad r = 0, \quad t \in (0, t_f] \quad (2.3)$$

Condición de frontera de Primer tipo (condición de frontera de Dirichlet):

$$T(r, z, t) = T_s(r, z, t) \quad \forall (r, z) \in S_i, \quad t \in (0, t_f] \quad (2.4)$$

¹ El listado de símbolos se presenta en la página xi

Condición de frontera de Segundo tipo (condición de frontera de Neumann):

$$-k \frac{\partial T(r, z, t)}{\partial n_i} = q(r, z, t) \quad \forall (r, z) \in S_i, \quad t \in (0, t_f] \quad (2.5)$$

Condición de frontera de Tercer tipo (condición de frontera de Robin):

$$-k \frac{\partial T(r, z, t)}{\partial n_i} = h_i(T(r, z, t)|_{S_i} - T_\infty) \quad \forall (r, z) \in S_i, \quad t \in (0, t_f] \quad (2.6)$$

Si el cilindro tiene una temperatura uniforme al del inicio del enfriamiento. La condición inicial es:

$$T(r, z, t) = T_0 \quad \forall (r, z) \in \Omega, \quad t = 0 \quad (2.7)$$

2.5.1.2 Enfriamiento newtoniano

Un caso extremo de la ecuación 2.2 resulta al considerar que no existen gradientes térmicos en el interior del cilindro, es decir, que la resistencia térmica debida a la convección en la superficie es mucho mayor que la resistencia debida a la conducción. Una forma de evaluar esta condición es con el número de Biot. Si el número de Biot es menor a 0.1, es posible considerar enfriamiento newtoniano.

Para el caso de conducción de calor unidimensional (en dirección radial), sin generación y con propiedades termofísicas constantes, es posible realizar un balance de energía térmica, obteniendo la siguiente ecuación diferencial ordinaria:

$$\bar{h}(T - T_\infty)A = -V\rho C_p \frac{dT}{dt} \quad (2.8)$$

Después de la integración, la respuesta térmica en el cilindro está dada por:

$$T = T_\infty + (T_0 - T_\infty) \exp\left(-\frac{\bar{h}At}{V\rho C_p}\right) \quad (2.9)$$

2.5.1.3 Enfriamiento no newtoniano

Un caso más general consiste en considerar la presencia de gradientes térmicos en el sólido. Para el enfriamiento de un cilindro sólido (infinitamente largo y de radio R) por convección (coeficiente de transferencia de calor constante) y suponiendo flujo de calor 1-D (en dirección radial), sin generación, con propiedades termofísicas constantes la Ecuación 2.2 se puede expresar como:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \quad 0 \leq r \leq R \quad (2.10)$$

Sujeta a las condiciones de frontera siguientes:

$$\frac{\partial T(0, t)}{\partial r} = 0 \quad r = 0, \quad t > 0 \quad (2.11)$$

$$-k \frac{\partial T(r, t)}{\partial r} = h(T - T_\infty) \quad r = R \quad t > 0 \quad (2.12)$$

Y la condición inicial:

$$T(r, 0) = T_i \quad \forall(r) \in \Omega, \quad t = 0 \quad (2.13)$$

La Ecuación 2.10 es una ecuación diferencial parcial de segundo orden y la solución analítica de la misma, empleando el método de separación de variables [54] es:

$$T(r, t) = T_\infty + (T_i - T_\infty) \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2 J_1(\lambda_n) J_0\left(\lambda_n \frac{r}{R}\right)}{\lambda_n J_0^2(\beta_m) + J_1^2(\lambda_n)} \exp\left(-\frac{\alpha t}{R^2} \lambda_n^2\right) \quad (2.14)$$

Donde los valores propios λ_n , son las raíces positivas de la siguiente ecuación trascendental:

$$\lambda_n R J_1(\lambda_n R) - Bi J_0(\lambda_n R) = 0 \quad (2.15)$$

$J_0(x)$, $J_1(x)$ son las funciones de Bessel de orden cero y primer orden respectivamente.

2.5.2 Calor generado por las transformaciones de fase

El calor desprendido durante una transformación de fase constituye el vínculo entre el campo térmico y el campo microestructural. Este calor generado en cada paso de tiempo Δt es directamente proporcional a la rapidez de transformación y se calcula como:

$$q_G = \rho \Delta H_{trans} \frac{\Delta X}{\Delta t} \quad (2.16)$$

Para calcular q_G , la nueva fracción transformada (que es una función de la temperatura y de la ruta de enfriamiento) debe ser conocida. Por lo tanto es necesario implementar un esquema iterativo.

En el caso de las transformaciones difusionales (austenita-perlita, austenita-bainita, austenita-ferrita), la fracción transformada durante el enfriamiento continuo se puede calcular con la ecuación de Johnson-Mehl-Avrami-Kolmogorov (JMAK) [55]. Este modelo cinético considera que la transformación es isotrópica y, por lo tanto, el producto tiene una forma perfectamente esférica; así mismo asume que la nucleación se produce al azar y que tanto la rapidez de nucleación como la rapidez de crecimiento son constantes.

Dada la complejidad para determinar la cinética de transformación en condiciones de enfriamiento continuo, no es posible caracterizarlas en base a primeros principios. Sin embargo, se han desarrollado metodologías semi-empíricas que calculan la fracción transformada durante el enfriamiento utilizando la información cinética obtenida bajo condiciones isotérmicas [38, 56, 57]. Una de estas metodologías consiste en emplear el principio de aditividad [58].

En el caso de la transformación adifusional (austenita-martensita), donde la evolución de la fracción transformada depende únicamente la temperatura se han desarrollado ecuaciones empíricas que predicen adecuadamente la cinética de transformación martensítica en aceros. Una de las ecuaciones que más aplicaciones ha tenido es la reportada por Koistinen y Marburger [59].

El calor generado durante la transformación, las condiciones de frontera y la variación de las propiedades termofísicas con la temperatura, hacen de este un problema no lineal y, por lo tanto, el problema no tiene una solución analítica. En su lugar, se tiene que recurrir a una solución numérica.

Actualmente existe una gran variedad de modelos matemáticos y simulaciones computacionales para tratamientos térmicos basadas en métodos numéricos tales como diferencias finitas (*FDM*, por sus siglas en inglés), elementos finitos (*FEM*, por sus siglas en inglés) y volumen finito (*FVM*, por sus siglas en inglés).

2.6 Modelos matemáticos de transferencia de calor para el tratamiento de temple

Los primeros modelos matemáticos desarrollados en este campo consideraron cilindros sólidos o huecos de longitud infinita, basándose únicamente en el comportamiento termomecánico. Sin embargo, este enfoque, no tomaba en cuenta las transformaciones de fase, por lo que la predicción de los estados de esfuerzos residuales era demasiado limitada [60, 61]. Posteriormente se comenzaron a tomar en cuenta los efectos de las transformaciones, como lo hacen Agarwal y Brimacombe *et al.* [56], que calcularon la fracción transformada de perlita como función del tiempo, esto, haciendo uso de los diagramas de fase correspondientes.

En la década de los 1990's, las mejoras en la capacidad de cómputo crecimiento acelerado de las simulaciones de tratamientos térmicos [62-64]; investigadores como Campbell *et al.* [36-38], desarrollaron modelos matemáticos que integraban el flujo de energía térmica y la cinética de transformación de fase, para establecer las relaciones propiedad-estructura-composición y así predecir las propiedades mecánicas de barras de acero enfriadas bajo condiciones industriales.

En la década de los años 2000, se desarrollaron simulaciones para un temple por inmersión acoplado con cálculos de dinámica de fluidos computacional (*CFD*, por sus siglas en inglés). El inconveniente con estas simulaciones es la falta de teorías que permitan describir

cuantitativamente los eventos termo-físicos que ocurren en la superficie de los componentes templados. A pesar de esta dificultad, se han realizado algunos intentos para simular el temple con los modelos de crecimiento y nucleación de burbujas simplificados [65].

Paralelamente a las técnicas de temple por inmersión y temple con gas, la tecnología de lecho fluidizado se convirtió en una atractiva alternativa a los medios de enfriamiento convencionales. Investigadores como Hernández-Morales *et al.* [66] desarrollaron un modelo matemático capaz de predecir la respuesta microestructural en piezas templadas con esta técnica y así proporcionar herramientas analíticas para desarrollar este proceso.

Recientemente, se comenzó a integrar a los tratamientos térmicos como parte de procesos más complejos, como la soldadura. Moumni Ziad y colaboradores *et al.* [67] estudiaron la influencia de las transformaciones de fase en una soldadura, en específico el fenómeno de *TRIP* (plasticidad inducida por transformación); sin embargo, no consideraron el calor desprendido por las reacciones de transformación.

2.7 Problema inverso de conducción de calor (IHCP)

Los problemas inversos se pueden encontrar en diversas áreas de la ciencia y de la ingeniería, en particular en los campos de la ingeniería química, la geofísica, la aeronáutica, la metalurgia, ciencia de materiales, etc.

Para un problema de conducción de calor donde se conocen las propiedades termofísicas del material, su geometría, las condiciones de frontera, y la condición inicial, es posible formular un problema matemático cuya solución (mediante métodos analíticos o numéricos) permite calcular la evolución del campo térmico; este tipo de problema se conoce como problema directo de conducción de calor (*DHCP*, por sus siglas en inglés). Sin embargo, en muchas aplicaciones, el *flux* de calor y/o la historia térmica de la superficie son también incógnitas del problema y deben ser determinadas a partir de mediciones de la respuesta térmica local, para posteriormente estimar la condición de frontera activa; este se conoce como el problema inverso de conducción de calor (*IHCP*, por sus siglas en inglés).

2.7.1 Descripción del IHCP

Para un problema de flujo de calor unidimensional sin generación en una placa de espesor $2L$, que está inicialmente a una cierta temperatura T_0 (ver Figura 2.18); donde ahora se desconoce la condición de frontera térmica en $x = L$ y a cambio se tiene una respuesta térmica $Y_i(t)$ medida en el sólido en $x = x_1$; la formulación matemática está dada por la ecuación gobernante:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \quad 0 \leq x \leq L \quad t > 0 \quad (2.17)$$

Sujeta a las condiciones de frontera siguientes:

$$x = L \quad 0 < t < t_f \quad -k \frac{\partial T(x, t)}{\partial x} = ? \quad (2.18)$$

$$x = 0 \quad t > 0 \quad -k \frac{\partial T(x, t)}{\partial x} = 0 \quad (2.19)$$

Y la condición inicial:

$$t = 0 \quad 0 \leq x \leq L \quad T = T_0(x, y, z) \quad (2.20)$$

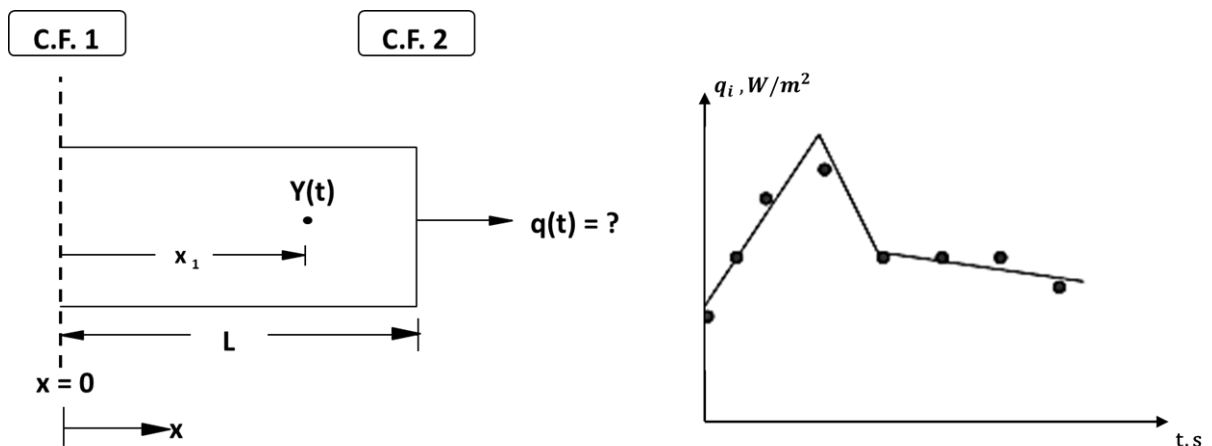


Figura 2.18 Representación esquemática del IHCP en una dirección de flujo, para una placa de espesor $2L$ [68].

2.7.2 Dificultad del problema inverso

Un modelo matemático formal de un problema inverso puede formularse con relativa facilidad. La principal dificultad de los problemas inversos es que pueden tener muchas soluciones, es decir, que matemáticamente se trata de problemas de planteamiento incompleto (*ill-posed problem*) ya que no satisfacen los requisitos de existencia, unicidad y estabilidad de la solución [69].

La obtención de una solución convergente en un *IHCP* y, en general, en cualquier problema inverso, es muy difícil debido entre otras cosas a que dicha solución es extremadamente sensible a los errores de las medidas así como al número de éstas.

Para un problema inverso 1-D como el descrito en la sección anterior, en el que se busca estimar el *flux* de calor, al aumentar la cantidad de información (es decir, el número de mediciones experimentales) es necesario reducir el paso de tiempo entre los valores discretos de la curva $q_i(t)$ estimada. Esta reducción introduce inestabilidades en la solución del *IHCP*, por lo que se recurre a métodos numéricos con los cuales se obtiene una solución aproximada.

Especialmente durante las últimas tres décadas se han desarrollado diversas metodologías para resolver problemas inversos; y gracias al avance tecnológico en *hardware* y *software* se ha favorecido la aplicación de modelos matemáticos sofisticados reduciendo significativamente el tiempo de cálculo [68].

2.8 Métodos de solución para problemas inversos

Existen diversos métodos analíticos y numéricos para resolver un problema inverso de conducción de calor. Las soluciones analíticas son limitadas, pero de gran importancia para la investigación de las propiedades básicas de los problemas inversos de conducción de calor. Los métodos numéricos son preferibles por su generalidad y precisión aceptable, así como por permitir abordar problemas con mayor complejidad.

Generalmente todos los métodos requieren la solución del problema directo asociado. Por lo tanto, es difícil presentar las técnicas de solución de problemas inversos sin referirse a aquellas asociadas con la solución de problemas directos. Estos métodos pueden clasificarse en los grupos siguientes [70]:

Métodos analíticos

- Método integral
- Método de transformada de Laplace
- Métodos de solución a través de series
- Métodos de solución con aproximación polinomial

Métodos numéricos

- Método de especificación de función
- Método del gradiente conjugado
- Métodos de regularización

2.8.1 Métodos analíticos para la solución del IHCP

Stoltz *et al.* [71] fue uno de los primeros investigadores que desarrollaron una solución analítica para un problema inverso de conducción de calor usando el teorema de Duhamel; sin embargo esta solución es inestable para pequeños pasos de tiempo. Esta limitación fue modificada [72] y como resultado, la solución mejorada permite el uso de pasos de tiempo menores.

Otro método para resolver analíticamente un problema inverso es con transformada de Laplace; esta técnica integral sustituye la variable tiempo y la derivada en el tiempo por una variable transformada de Laplace. De esta manera para un problema 1-D en estado transitorio, la ecuación diferencial parcial se convierte en una ecuación diferencial ordinaria. Sin embargo, invertir las soluciones obtenidas para las variables espacio-temporal es prácticamente imposible y por lo general se buscan soluciones aproximadas [73, 74].

Investigadores como Frank *et al.* [75] emplearon el método de solución con aproximación polinomial para calcular simultáneamente todos los componentes del *flux* de calor superficial, usando la técnica de mínimos cuadrados para estimar los coeficientes de dicho polinomio.

Los métodos analíticos para resolver el *IHCP* antes descritos, solo son aplicables a problemas lineales; esto representa una limitación importante, ya que en la práctica la mayoría de los sistemas presentan condiciones de no linealidad; sin embargo, proporcionan una buena comprensión de la naturaleza de un problema inverso.

2.8.2 Métodos numéricos para la solución del *IHCP*

Para dar solución a problemas inversos no lineales se ha recurrido a métodos numéricos tales como diferencias finitas [76-78], elementos finitos [79, 80], volumen finito [81] y el método de elementos de frontera (*BEM*, por sus siglas en inglés) [82].

2.8.2.1 Método de especificación de la función

Este método fue propuesto originalmente por Beck y está relacionado con la determinación de una función desconocida (por ejemplo, el *flux* de calor en la superficie) a partir de mediciones de historias térmicas en distintas posiciones al interior del sólido. Para ello, se propone una función para el *flux* de calor. Esta función puede ser una secuencia de segmentos constantes, segmentos de líneas rectas, parábolas o exponenciales, y contiene un número de parámetros desconocidos que se estiman mediante el método de mínimos cuadrados. Esta estimación puede implementarse de dos formas: i) estimación simultánea de todos los componentes del *flux* de calor, para el intervalo de tiempo completo (estimación de dominio completo), ii) estimación secuencial, donde la función se estima por segmentos, obtenidos progresivamente, comenzando con aquellos correspondientes con menores tiempos.

- *Método secuencial de especificación de la función*

Este algoritmo, desarrollado por Beck y colaboradores [83], introduce el concepto de “pasos de tiempo futuro” y consiste en realizar la estimación del *flux* de calor al tiempo M suponiendo (temporalmente) que los componentes de *flux* de calor hasta $(r - 1)$ pasos de tiempo futuro son constantes (ver Figura 2.19). Con este algoritmo se estabiliza la solución, se minimiza el efecto del ruido asociado con las mediciones y se reduce el tiempo de cómputo considerablemente comparado con el método implementado con dominio completo.

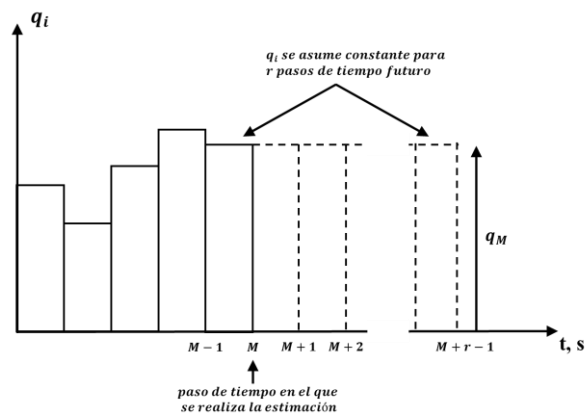


Figura 2.19 Esquema que muestra el concepto de pasos en el futuro adoptado para estimar el *flux* de calor q_M con el método secuencial de especificación de función de Beck *et al.* [83].

2.8.2.2 Método de gradiente conjugado

El método del gradiente conjugado es una técnica iterativa para resolver problemas inversos lineales y no lineales de estimación de parámetros. En cada iteración el tamaño de paso se ajusta con el fin de minimizar la función objetivo. La dirección de la pendiente se obtiene como una combinación lineal de la dirección del gradiente negativo en la iteración actual con la dirección de descenso de la iteración anterior. La combinación lineal es tal que el ángulo resultante entre la dirección de descenso y la dirección del gradiente negativo es menor que 90° y la minimización de la función objetivo está asegurada [70].

2.8.2.3 Método de regularización

En términos generales, este tipo de método se basa en la aproximación de un problema mal planteado con una familia de problemas cercanos bien planteados [84]. Existe un gran número de métodos de regularización, que se caracterizan por cumplir con las condiciones de existencia y unicidad de la solución, siendo la estabilidad la condición violada. Uno de los métodos de regularización más comunes, es propuesto por Tikhonov *et al.* [85] cuya solución “estable” está dada por la minimización de un funcional donde se emplea un parámetro de regularización (α) apropiadamente seleccionado.

2.9 Problemas inversos aplicados al tratamiento térmico de temple

En el campo de los tratamientos térmicos se han desarrollado diversas investigaciones basadas en la solución de problemas inversos; a continuación se hace una revisión de algunos trabajos desarrollados específicamente para el tratamiento de temple.

La mayoría de los estudios realizados para caracterizar la extracción de calor durante un temple se basan en el uso de materiales que no se someten a transformaciones de fase durante el enfriamiento. Aunque esta consideración simplifica la solución del *IHCP*, se ha argumentado [86] que este enfoque no ayuda a revelar el efecto de las transformaciones de fase en la condición de frontera térmica activa.

Osman y Beck [87] estimaron la historia del coeficiente de transferencia de calor a partir de varias historias térmicas medidas al interior de una esfera de cobre de alta pureza durante un temple por inmersión para dos medios de enfriamiento: agua y etilenglicol sin ebullición. La estimación fue realizada con el método secuencial de especificación de la función.

Hernández-Morales y colaboradores [66] determinaron el *flux* de calor de la superficie y la temperatura superficial de muestras planas de acero inoxidable sometidas a un tratamiento de temple en agua bajo condiciones controladas de laboratorio que aseguraban flujo de calor

1-D. El problema se linealizó suponiendo que las propiedades termofísicas del acero se pueden calcular con los valores al tiempo previo de la estimación.

Guzik y Nowarski [88] estimaron el coeficiente de transferencia de calor local durante el enfriamiento en presencia de una capa de vapor para algunos medios de enfriamiento volátiles, resolviendo la ecuación de transferencia de calor en dos dimensiones en coordenadas cilíndricas considerando las propiedades termofísicas en función de la temperatura y usando el método de filtración de mínimos cuadrados.

Como se mencionó, se han desarrollado varias técnicas de modelación numérica para la predicción del campo microestructural, la distribución de dureza y el campo de esfuerzos residuales resultantes del temple de componentes ingenieriles. Los primeros modelos de *IHCP* que incorporan la transformación de fase durante un temple consideraron el calor latente desprendido durante la transformación como un término de generación.

Para tratamientos de temple por inmersión, Huiping y colaboradores [89] desarrollaron un modelo para estimar el coeficiente de transferencia de calor durante el temple de piezas fabricadas con un acero P20 considerando el calor latente asociado con las transformaciones de la austenita mediante un término de generación en el que la fracción de volumen de transformado fue modelada con la ecuación de Johnson–Mehl–Avrami [57] para las transformaciones difusionales y con la ecuación de Koistinen Marburger [59] para la transformación martensítica. Por su parte, Prasanna Kumar [90] adoptó una metodología similar para estimar el *flux* de calor de la superficie, la temperatura de la superficie, la evolución microestructural y la distribución de dureza durante el temple de probetas fabricadas con acero medio carbono (AISI 1050) empleando una solución acuosa de polialquilenglicol como medio de temple.

En lo que respecta al ensayo Jominy, investigadores como Le Masson y colaboradores [91] estimaron el coeficiente de transferencia de calor considerando un problema en dos dimensiones para probetas tipo Jominy de dos materiales diferentes: níquel que no presenta transformación de fase y un acero AFNOR 16MND5 que sí presenta transformación, incluyendo condiciones no lineales en el material. Su algoritmo está basado en el método de regularización iterativa y en el de gradiente conjugado.

López y col. [92] estimaron el coeficiente de transferencia de calor para la superficie en contacto con el chorro de agua de una probeta Jominy de acero AISI 304 (sin transformación). Dicha estimación se empleó para calcular la respuesta térmica y las fracciones de fase transformadas para predecir el perfil de durezas en una probeta Jominy fabricada con un acero AISI 4140 (con transformación de fase).

Para el tratamiento de temple con gases, Heming y colaboradores [93] realizaron la estimación del coeficiente de transferencia de calor en probetas cilíndricas (20 mm de diámetro, 60 mm de longitud) de acero AISI 1045 durante el temple con un *jet* de nitrógeno presurizado. El modelo consideró extracción de calor unidimensional y fue implementado bajo un esquema de diferencias finitas. Adicionalmente, establecieron el efecto del calor latente desprendido durante transformación martensítica empleando la ecuación propuesta por Majorek [94].

Recientemente, se ha observado que considerar la transformación de fase durante el temple como un término de generación conduce a inestabilidades en la solución del problema inverso, por lo que, se ha optado por incorporar el calor latente a través del modelo implícito no lineal de entalpía propuesto por Swaminathan y Voller [95]. Esta nueva metodología fue implementada por Prasanna Kumar y colaboradores *et al.* [96].

3 Procedimiento Experimental

En este capítulo se describen el equipo y la técnica experimental que se utilizó para la caracterización de los fenómenos de ebullición en la superficie de una probeta cilíndrica con punta cónica sometida a temple en agua (en flujo paralelo a la superficie lateral de la probeta).

3.1 Geometría y dimensiones de la probeta

Los experimentos se realizaron con una probeta cilíndrica fabricada con acero inoxidable AISI 304. La probeta tiene 12.7 mm (1/2 in) de diámetro, la parte cilíndrica una longitud de 60 mm y la parte cónica una altura de 10 mm. La probeta tiene siete barrenos (de 1/16 in de diámetro) para colocar los termopares – ver Figura 3.1.

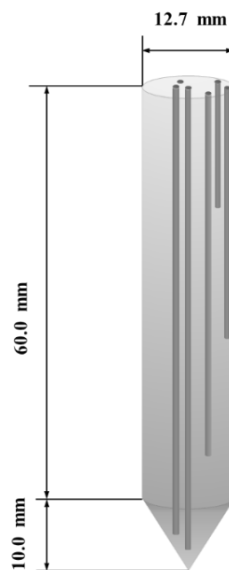


Figura 3.1 Probeta de prueba de geometría cilíndrica y punta cónica.

La distribución de los barrenos se presenta en detalle en la Figura 3.2 (a). La parte cilíndrica está instrumentada con 5 termopares (ver Figura 3.2 (b)); tres colocados a lo largo de la longitud de la probeta (a 2.38 mm de la superficie) y dos más colocados a la mitad de la

distancia radial (3.18 mm) a distintas profundidades; estos últimos se emplearán para la validación de la solución numérica (ver Figura 3.2 (d)). La punta está instrumentada con 2 termopares (ver Figura 3.2 (c)); uno en el eje longitudinal y otro fuera del eje, ambos separados a una distancia de 4.4 mm de la superficie del cono invertido.

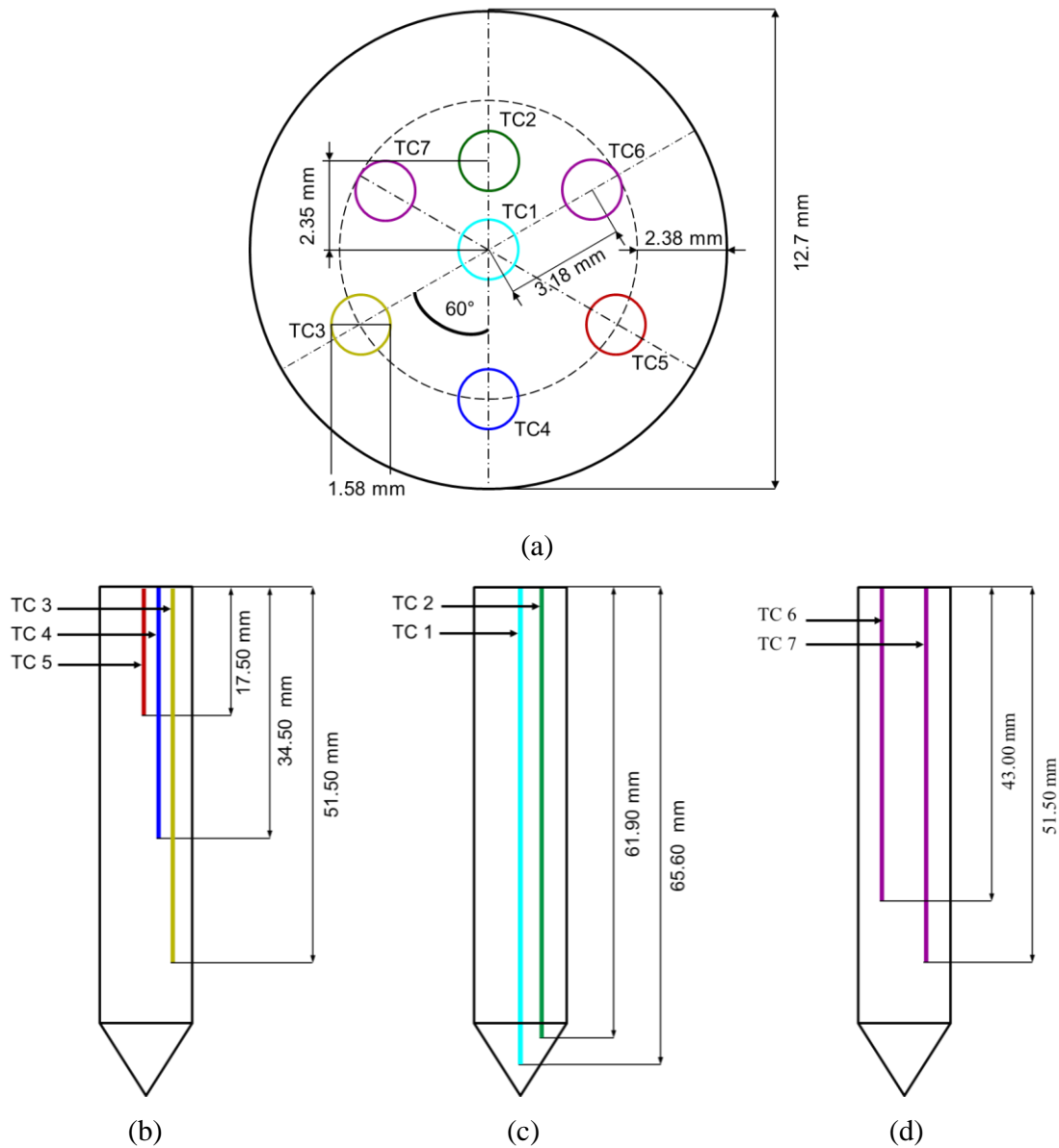


Figura 3.2 Esquema de la probeta cilíndrica con punta cónica: (a) vista superior con la distribución de todos los barrenos para termopares; (b) vista lateral de los barrenos para los termopares de sub-superficie; (c) vista lateral de los barrenos para los termopares de la punta y (d) vista lateral de los barrenos para los termopares de validación.

3.2 Dispositivo experimental

El equipo experimental se muestra esquemáticamente en la Figura 3.3. Está compuesto de una bomba de $\frac{1}{2}$ HP que impulsa agua (contenida en un tanque) a través de un circuito de tuberías con un flujo regulado mediante un rotámetro (Blue White, modelo F429, escala: 0-100 L/min) y que alimenta un tubo de acrílico de 45 mm de diámetro interno con una longitud de 1.85 m que garantiza que el perfil de velocidad del fluido es constante a lo largo de la longitud del conducto. La posición de enfriamiento de la probeta se ubica 15 cm por debajo de la salida del tubo (o 1.7 m por encima del codo). Después de circular alrededor de la probeta, el agua se vierte en un contenedor secundario que captura el exceso de agua y lo recircula al depósito principal.

En ese equipo experimental se obtiene la condición de flujo completamente desarrollado (lo cual asegura una mayor reproducibilidad del campo de velocidad y la estabilidad del frente de mojado) a alturas mayores de 1.5 m [3].

Para evitar la distorsión visual provocada por la curvatura del tubo de acrílico, una porción de éste se coloca concéntricamente en un tanque de vidrio de 9 cm x 9 cm x 20 cm. El tanque de vidrio está lleno con agua para reducir el índice de refracción que se tiene entre el aire y el agua.

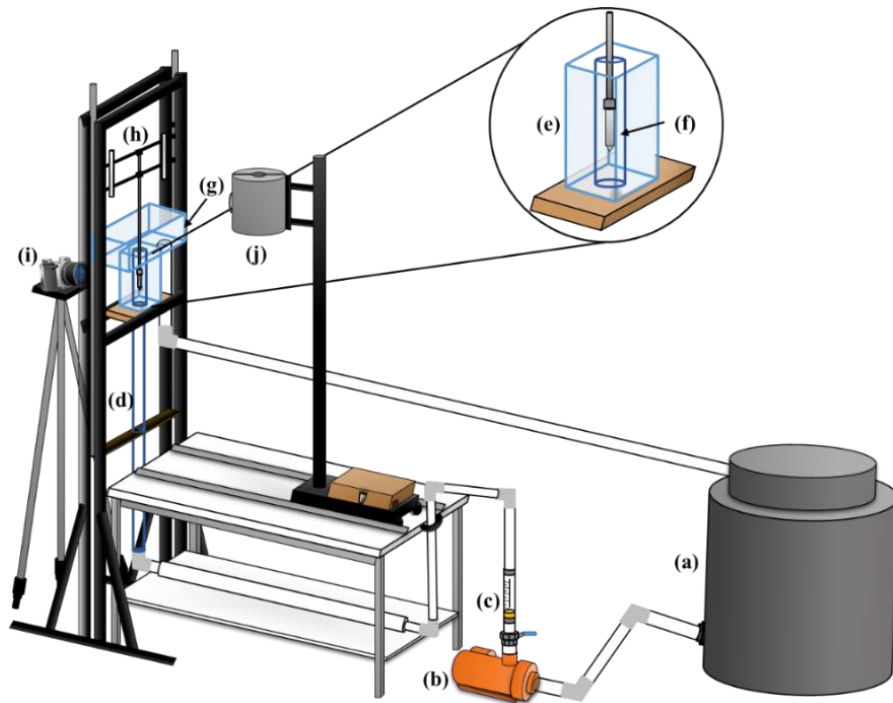


Figura 3.3 Representación esquemática del dispositivo experimental: (a) depósito de agua, (b) bomba, (c) rotámetro, (d) tubo de acrílico, (e) tanque de vidrio, (f) probeta, (g) depósito secundario, (h) soporte móvil de la probeta, (i) videocámara y (j) horno tipo libro.



Figura 3.4 Fotografía del dispositivo experimental utilizado en este estudio.

3.3 Adquisición de datos y video

La técnica experimental se basa en la grabación de la respuesta térmica de los termopares mediante un sistema de adquisición de datos, que consiste de una computadora, un adquirente de datos (marca IOTECH modelo Personal Daq/50 Series) y termopares tipo K (previamente calibrados, ver Apéndice A) con sus correspondientes extensiones (ver Figura 3.5).

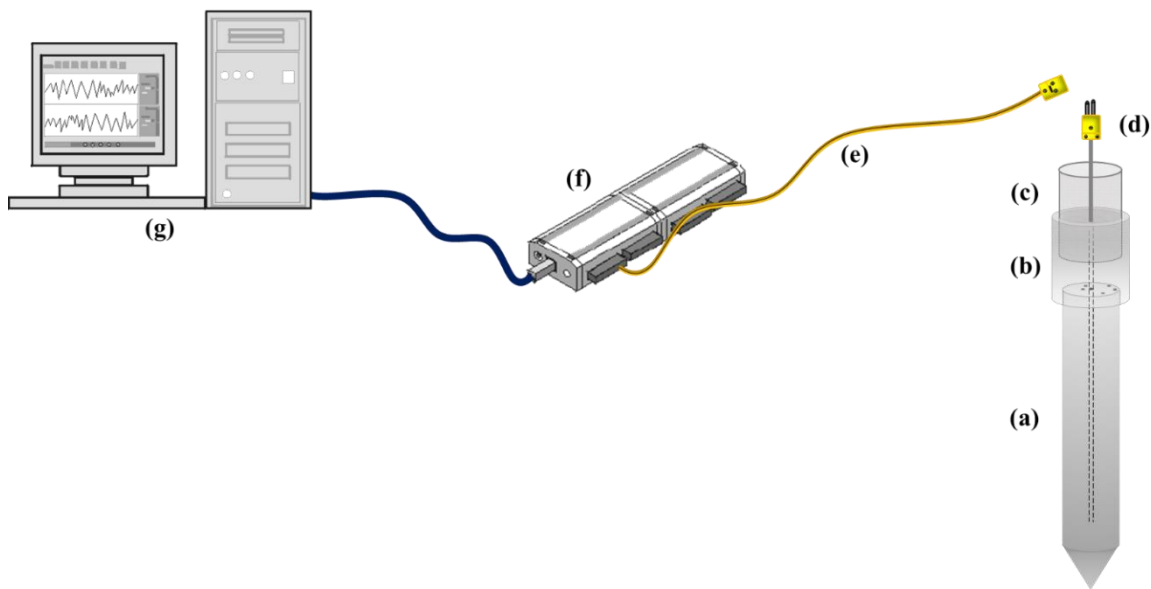


Figura 3.5 Detalle de la probeta con el equipo necesario para la adquisición de datos: (a) probeta, (b) cople, (c) tubo guía, (d) termopar tipo K, (e) extensión para termopar, (f) adquirente de datos y (g) computadora.

La frecuencia de adquisición empleada fue de 10 lecturas por segundo. El ajuste de la frecuencia de adquisición, y el inicio e interrupción de la lectura de datos se realizan con el software *Personal DaqView 2.2.1*. El adquirente de datos se conecta a una computadora por medio de un puerto *USB 2.0*.

La grabación de video se efectuó con una cámara tipo *reflex* (Samsung, modelo NX30, con un lente 18-55 mm) que se colocó frente a la posición de inmersión de la probeta a una distancia de 15 cm de la pared externa del tubo; los videos fueron grabados con una resolución *Full HD* de 1920×1080 pixeles con una frecuencia de 60 fps.

3.4 Condiciones experimentales

La variable de interés para este trabajo es la velocidad del medio temple en la región de flujo libre, es decir, antes de impactar a la probeta, por lo que se estudiaron tres distintas velocidades del agua: 0.2, 0.4, y 0.6 m/s; la temperatura del agua fue de 60°C (para favorecer la estabilidad de la capa de vapor). Se realizaron tres experimentos por cada condición de interés para asegurar la calidad de las mediciones,

3.5 Procedimiento experimental

A continuación se describe el procedimiento que se siguió para la realización de cada uno de los experimentos:

1. Se colocaron los termopares en los barrenos de la probeta revisando que correspondan a la profundidad especificada y se etiquetaron debidamente para identificarlos durante los experimentos.
2. Se cubrió la superficie de la probeta por donde entran los termopares con un cemento de alta temperatura (OMEGABOND 600) y se dejó fraguar por 5 horas. Esta protección evita que el medio de temple entre en contacto con los termopares.
3. Las puntas (positiva y negativa) de los termopares se conectaron a la tarjeta de adquisición de datos.
4. Se ajustó la probeta a la posición dentro del cople sujetándola con opresores de acero inoxidable, dejando una longitud expuesta de 51 mm de la parte cilíndrica.
5. El soporte móvil se colocó en la posición de calentamiento y se introdujo la probeta en el horno de resistencia tipo libro para el calentamiento.
6. El agua se calentó a la temperatura de operación empleando un calentador de inmersión (AC 220 V) que en su interior contiene una resistencia eléctrica aislada. El calentador se sumergió en el tanque y el nivel del agua se ajustó para que ésta cubriera toda la superficie de la resistencia. La resistencia se conectó a un controlador de temperatura que cuenta con un termopar que monitorea la temperatura del tanque.

7. Se accionó la bomba y se ajustaron los parámetros experimentales: la temperatura del baño y la rapidez del flujo.
8. Para mejorar la calidad de las videgrabaciones se iluminó la zona de grabación con luz blanca tipo led (tira flexible 3528 SMD 12V con protección IP68).
9. Cuando los termopares indicaron que la probeta alcanzó a una temperatura de 910°C, se abrió el horno y se retiró rápidamente.
10. Con ayuda de un sistema de rieles, el soporte móvil con la probeta se trasladó a la posición de enfriamiento (concéntricamente en el tubo de acrílico); previamente y de forma sincronizada se inició la grabación de datos y de video.
11. Cuando concluyó el experimento, se lijó la superficie de la probeta para remover los óxidos que se forman debido a la exposición con la atmósfera.
12. Finalmente, se realizó una inspección para determinar el estado del cemento; de ser necesario se recubrió nuevamente la superficie de la probeta, de lo contrario se procedió con el siguiente experimento.

3.6 Tratamiento computacional de los datos experimentales

Una vez que obtuvieron las historias térmicas de toda la matriz experimental, los datos se filtraron e interpolaron (linealmente) con el *software* ModelaUNAM [97], posteriormente con el *software* SigmaPlot 12.3 [98] se redujo el ruido provocado por la inestabilidad de la señal de los termopares asociada con la corriente eléctrica, empleando el suavizador “*Negative Exponential*” que realiza una regresión polinomial (grado del polinomio 4) ponderando los valores calculados con la función de distribución normal.

4 Modelo Matemático

En este capítulo se describe al modelo matemático utilizado para estimar la condición de frontera térmica. Se incluyen: los objetivos de cálculo, la descripción del problema, las ecuaciones gobernantes del sistema, y la solución del problema inverso. Por último se presenta la solución el problema directo con el *software* comercial *Abaqus Student Edition v. 6.14*.

4.1 Problema Inverso (IHCP)

El objetivo de cálculo para el modelo matemático del problema inverso es:

- Estimar la condición de frontera térmica a partir de una serie de historias térmicas medidas en el interior de la probeta.

4.1.1 Alcance

Se considera al material como un sólido continuo (se ignora la discontinuidad en el material debido a la inserción de los termopares) e isótropo, en el que no existe la presencia de fuentes y/o pozos de energía térmica internos y propiedades termofísicas que no dependen de la temperatura.

4.1.2 Simplificaciones

Se emplea un sistema de coordenadas cilíndrico y se considera que el transporte de energía se lleva a cabo en 2-D (no hay componente angular), es decir, el dominio de solución es axisimétrico.

4.1.3 Formulación matemática

La ecuación de conducción de calor bidimensional en coordenadas cilíndricas, para el dominio del sólido axisimétrico se define como:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right) = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \quad \forall (r, z) \in \Omega \subset R^2, \quad t \in (0, t_f] \quad (4.1)$$

4.1.4 Condiciones de frontera y condición inicial

La ecuación (4.1) está sujeta a las siguientes condiciones de frontera (ver Figura 4.1):

En la superficie S_1 se considera se considera una frontera adiabática por simetría geométrica:

$$\left. \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right) \right|_{r=0} = 0 \quad 0 \leq z \leq L \quad t \in (0, t_f] \quad (4.2)$$

En la superficie S_2 se considera una frontera asilada:

$$-k \left. \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right) \right|_{z=L} = 0 \quad 0 \leq r \leq R \quad t \in (0, t_f] \quad (4.3)$$

Las condiciones de frontera en las superficies S_3 y S_4 se pueden especificar mediante una serie de historias térmicas discretas de *flux* de calor $q_i(t)$ acotadas por regiones específicas de ancho w_i :

$$-k \frac{\partial T}{\partial n_i} = q_i(t) =? \quad \forall (r, z) \in S_i, \quad t \in (0, t_f] \quad (4.4)$$

Para la estimación de *flux* de calor desconocido en la superficie se requiere de información de la distribución de temperatura en el interior de la probeta:

$$T(r, z, t) = Y_j(r, z, t) \quad \forall Y(r, z) \in T_j \quad t \in (0, t_f] \quad (4.5)$$

Donde $Y_j(r, z, t)$ representa una serie de historias térmicas registradas en los puntos T_j (termopares).

La condición inicial es de distribución homogénea de la temperatura en la probeta:

$$T(r, z, 0) = T_0 \quad \forall (r, z) \in \Omega \subset R^2 \quad t = 0 \quad (4.6)$$

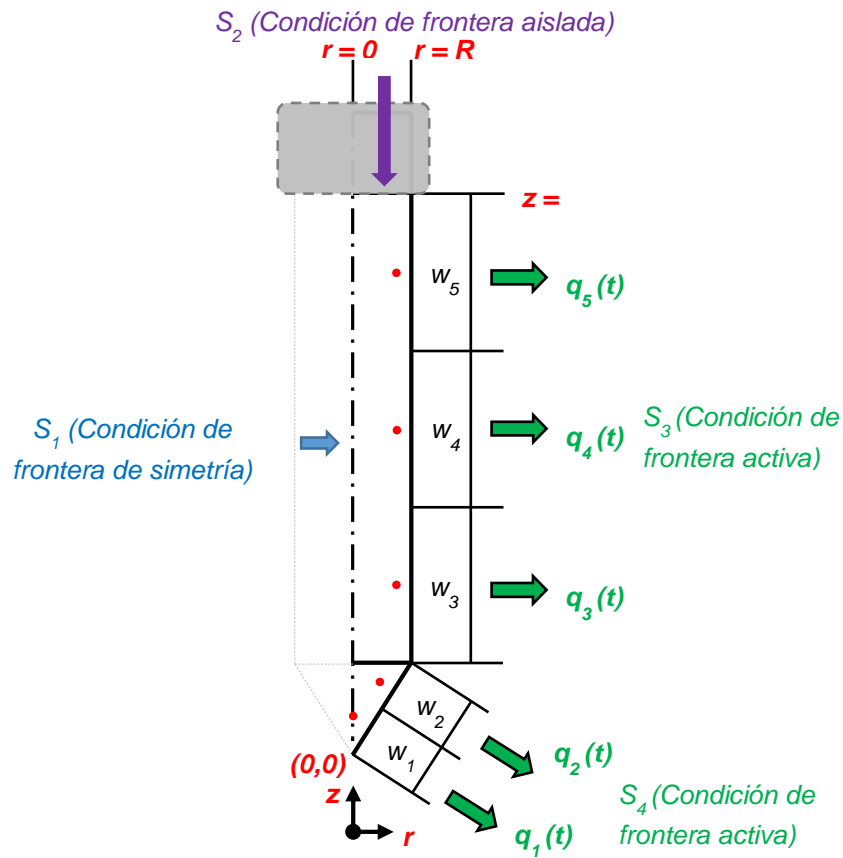


Figura 4.1 Representación esquemática de los subdominios considerados para el estudio del transporte de energía en la probeta cilíndrica de punta cónica.

Tabla 4.1 Parámetros considerados para la solución del *IHCP*.

Dimensión de los subdominios, m				
w_1	w_2	w_3	w_4	w_5
5.92×10^{-3}	5.923×10^{-3}	1.70×10^{-2}	1.70×10^{-2}	1.70×10^{-2}
Dimensiones de la probeta, m				
Longitud: 6.10×10^{-2}			Radio: 6.35×10^{-3}	
Posición (r, z) de los termopares, m				
TC_1	TC_2	TC_3	TC_4	TC_5
$(0, 4.4 \times 10^{-3})$	$(2.35 \times 10^{-3}, 8.1 \times 10^{-3})$	$(3.97 \times 10^{-3}, 0.0185)$	$(3.97 \times 10^{-3}, 0.0355)$	$(3.97 \times 10^{-3}, 0.0525)$
Propiedades Termofísicas del material				
Conductividad Térmica, $W \text{ } ^\circ C^{-1} \text{ m}^{-1}$		Densidad, $kg \text{ m}^{-3}$	Calor específico, $J \text{ kg}^{-1} \text{ } ^\circ C^{-1}$	
22.0		7570.5	677.0	

4.1.5 Solución del modelo matemático

La solución del problema inverso se obtuvo a partir del método secuencial de especificación de la función desarrollado por Beck y colaboradores [83], extendido para un análisis multidimensional de estimación simultánea [99]. La metodología de solución se ilustra a continuación para el caso 1-D.

Con este método se minimiza la suma de los cuadrados de la diferencia de entre las temperaturas medidas y las temperaturas estimadas en un intervalo de tiempo de cálculo para todos los sensores ($j = 1, 2, \dots, J$) involucrados. La expresión de mínimos cuadrados es la siguiente:

$$S = \sum_{i=1}^r \sum_{j=1}^J (Y_j^{M+i-1} - T_j^{M+i-1})^2 \quad (4.7)$$

Donde Y_j^{M+i-1} es la temperatura medida al tiempo t_{M+i-1} ; T_j^{M+i-1} es la correspondiente temperatura calculada; r es el número de pasos en el futuro adoptado para estimar el *flux* de calor q^M .

Para minimizar la ecuación (4.7) se deriva con respecto a q^M , y se reemplaza q^M por \hat{q}_β^M (vector de *flux* de calor estimado al tiempo t_M), e igualando la expresión a cero, se obtiene:

$$\frac{\partial S}{\partial q} = 2 \sum_{i=1}^r \sum_{j=1}^J (Y_j^{M+i-1} - T_j^{M+i-1}) \left(\frac{\partial T_j^{M+i-1}}{\partial \hat{q}_\beta^M} \right) = 0 \quad (4.8)$$

La temperatura futura T_j^{M+i-1} se calcula a través de una expansión de serie de Taylor sobre el término \hat{q}_β^{M-1} :

$$T_j^{M+i-1} = T_j^{*M+i-1} + (\hat{q}_\beta^M - \hat{q}_\beta^{M-1}) X^{*M+i-1} \quad (4.9)$$

El asterisco indica referencia a la información del instante de tiempo t_{M-1} .

El término X^{M+i-1} de la ecuación anterior se denomina coeficiente de sensibilidad y se define como:

$$X^{M+i-1} = \frac{\partial T_j^{M+i-1}}{\partial \hat{q}_\beta^M} \quad (4.10)$$

Al sustituirse la ecuación (4.9) en la ecuación (4.8) y despejando para obtener el valor de \hat{q}_β^M , se obtiene:

$$\sum_{\beta=1}^J (\hat{q}_\beta^M - \hat{q}_\beta^{M-1}) = \frac{1}{\Delta M} \sum_{i=1}^r \sum_{j=1}^J (Y_j^{M+i-1} - T_j^{*M+i-1}) X^{M+i-1} \quad (4.11)$$

Donde la variable ΔM es la agrupación de los términos siguientes:

$$\Delta M = \sum_{i=1}^r \sum_{j=1}^J (X^{*M+i-1})^2 \quad (4.12)$$

El algoritmo de solución del problema inverso está implementado en el programa *TmmFE* (*Thermo-Mechanical Metallurgical Finite Element*) y ha sido empleado en diversos campos de investigación en la industria metalúrgica [100-102] generando resultados correctos de estimaciones de condiciones de frontera térmica. La metodología supone que la variación

espacial del *flux* de calor de la superficie puede representarse mediante una serie de segmentos constantes y contiguos.

4.2 Problema Directo (DHCP)

Una vez estimada la condición de frontera térmica, se resolvió el problema directo con el *software* comercial *Abaqus Student Edition v. 6.14* considerando el dominio completo y flujo de calor 2-D.

4.2.1 Objetivo

Los objetivos de cálculo del modelo matemático del problema directo son:

- Simular la evolución de los campos de temperatura y de *flux* de calor para las condiciones de enfriamiento propuestas en este trabajo, para posteriormente explicar el comportamiento de la probeta.
- Comparar la historia térmica calculada en una posición al interior de la probeta contra su equivalente medida experimentalmente, con el fin de validar el modelo matemático.

El alcance y simplificaciones para el modelo matemático del problema directo son las mismas que se propusieron para el modelo matemático del problema inverso (ver Sección 4.1.2, 4.1.3). La ecuación gobernante (4.1) y las condiciones de frontera (4.2 y 4.3) se conservan, y la condición de frontera activa se especifica mediante una serie de historias térmicas discretas de *flux* de calor $q_i(t)$ en regiones acotadas:

$$-k \frac{\partial T}{\partial n_i} = q_i(t) \quad \forall (r, z) \in S_i, \quad t \in (0, t_f] \quad (4.13)$$

La condición inicial es de distribución homogénea de la temperatura en la probeta:

$$T(r, z, 0) = T_0 \quad \forall (r, z) \in \Omega \subset R^2 \quad t = 0 \quad (4.14)$$

4.2.2 Dominio de la solución numérica: creación de la geometría

Se seleccionó un dominio 2-D que considera una probeta, de 12.7 mm de diámetro y 61 mm de longitud; dado que el sistema presenta simetría axial únicamente se consideró la mitad de la geometría tal como se muestra en la Figura 4.2.

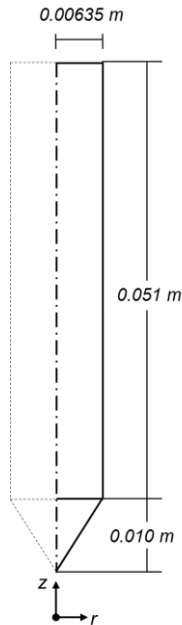


Figura 4.2 Dominio computacional para la simulación del flujo de calor en una probeta cilíndrica de base cónica.

La región delimitada en la Figura 4.2 es el dominio (de acuerdo al alcance del modelo) para la resolución de la ecuación de conducción de calor 4.1. El paquete *Abaqus* requirió especificar un dominio en coordenadas cilíndricas delimitado por fronteras (adiabática, *flux* de calor, temperatura superficial, o coeficiente de transferencia de calor); en particular para esta tarea se dividió el dominio en 5 regiones a las cuales se asoció la condición de frontera de *flux* de calor obtenida de la solución del *IHCP* (señalada con flechas) tal como se muestra a continuación en la Figura 4.3.

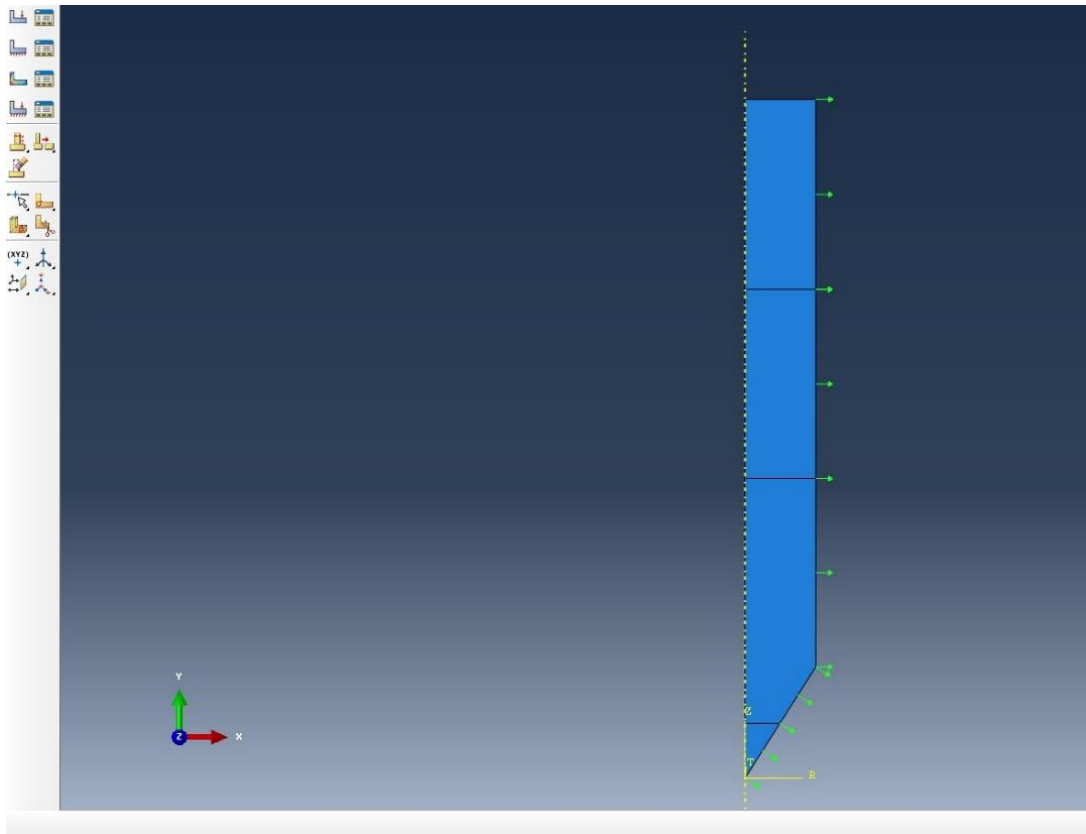


Figura 4.3 Geometría creada en el ambiente *Abaqus CAE* para el dominio computacional de probeta de base cónica.

4.2.3 Discretización del dominio

Debido a que la solución del campo de temperatura en el sistema es discreta, dentro del dominio se establecieron elementos delimitados por nodos, en los cuales se especificará el valor de la solución; a este proceso se le denomina mallado, y también es posible hacerlo dentro del ambiente gráfico de *Abaqus CAE*.

Existen diferentes tipos de mallados, que deben seleccionarse en función de los requerimientos del estudio. Para este estudio en particular, la geometría se discretizó utilizando elementos triangulares tal como se muestra en la Figura 4.4.

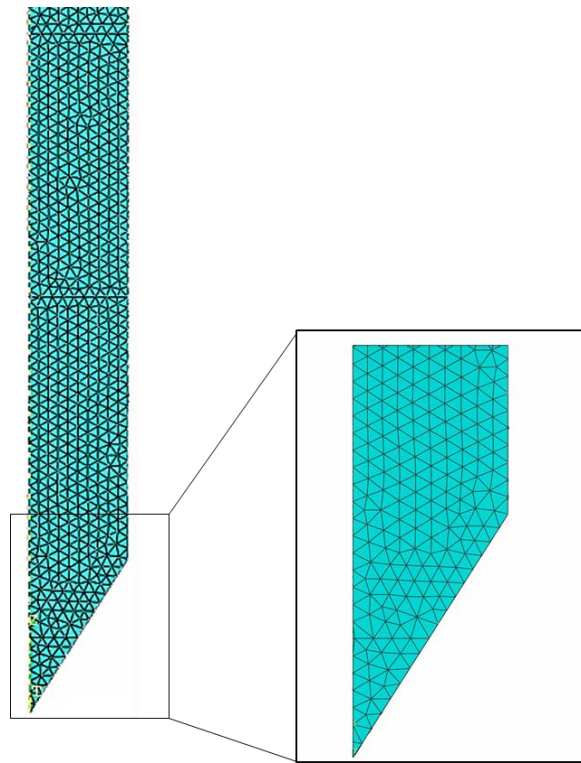


Figura 4.4 Detalle de la discretización espacial para la probeta con punta cónica (celdas triangulares).

Tabla 4.2 Resumen de la malla para la simulación del campo térmico en la probeta con punta cónica.

Tipo de elemento	Geometría del elemento	Orden geométrico	Número de elementos	Número de nodos
DCAX3	Triangular	Lineal	1577	882

5 Resultados

En este capítulo se presentan los resultados obtenidos del trabajo experimental, así como su posterior procesamiento y análisis.

Los resultados que se obtuvieron de las pruebas experimentales fueron:

- Historias térmicas (curvas de enfriamiento) medidas en las posiciones de los termopares al interior la probeta, para diferentes velocidades del fluido y una temperatura del medio de enfriamiento.
- Imágenes extraídas de las videgrabaciones de los eventos ocurridos en la superficie durante los experimentos realizados.

5.1 Repetitividad de los experimentos

La respuesta térmica del sistema se obtuvo de mediciones de temperatura y se representa mediante curvas de enfriamiento (gráficas de temperatura vs. tiempo). La repetitividad de la respuesta del sistema es muy importante para garantizar que los resultados sean confiables.

En el gráfico de la Figura 5.1 se muestran las curvas de enfriamiento de los termopares cercanos a la superficie en la región cilíndrica, para tres pruebas independientes de temple en agua a 60°C y una velocidad de 0.2 m/s. Se observa una gran similitud en la respuesta de los termopares, este comportamiento también es mostrado en los termopares de la base y para las otras condiciones de flujo estudiadas, lo que indica que los resultados de los experimentos son repetitivos.

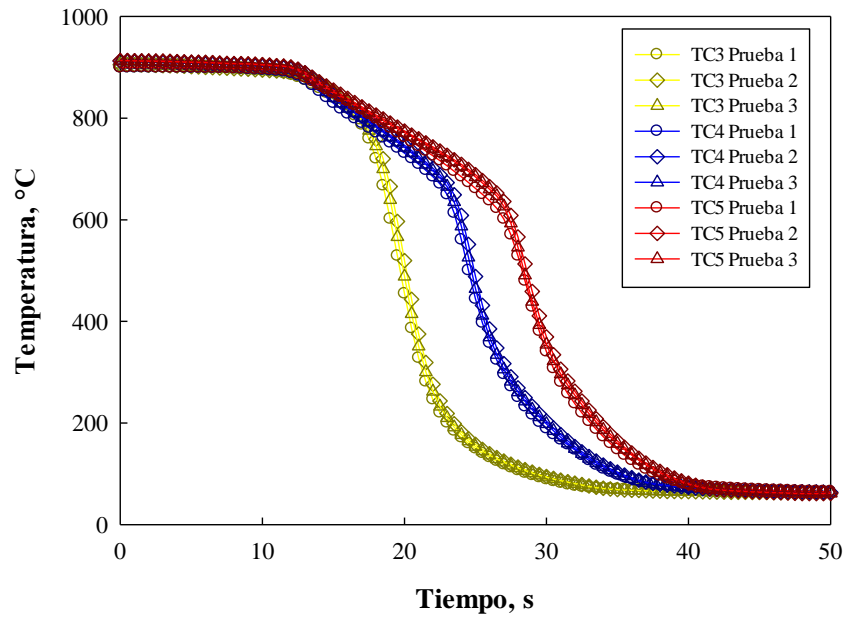


Figura 5.1 Curvas de enfriamiento para los termopares en la porción cilíndrica de la probeta (TC3, TC4, TC5) durante el temple en agua a 60°C, fluyendo a una velocidad de 0.2 m/s.

5.2 Descripción de la historia térmica

En la primera parte de la curva de enfriamiento de la Figura 5.2 (termopar TC4) se observa, inicialmente, una región con un ligero cambio de pendiente que indica el momento en el que se abre el horno y la probeta se transporta al equipo de enfriamiento. Después de que la probeta alcanzó su posición final en el baño (13.2 s) ya se ha formado una capa de vapor (a), que rodea toda la superficie de la probeta y la aísla térmicamente, provocando un decremento mínimo en la temperatura a una rapidez de enfriamiento constante.

Posteriormente (a los 23.0 s), cuando la energía contenida en la probeta no es suficiente para mantener dicha capa se presenta un aumento pronunciado de la pendiente, lo que indica una mayor extracción de calor, debido al crecimiento y nucleación de burbujas en la superficie (b). A esta frontera móvil, entre la capa de vapor y la nucleación de burbujas se le conoce como frente de mojado. Durante esta etapa se observan dos regiones; la primera localizada

exactamente en el frente de mojado, con burbujas de diámetro pequeño y frecuencia de nucleación rápida y una segunda zona de ebullición nucleada por debajo del frente de mojado donde las burbujas de vapor son de diámetros grandes y con una frecuencia de nucleación baja. Aproximadamente a los 24.4 s el frente de mojado pasa justamente en la posición del termopar TC4 (c) y continúa avanzando hasta que la formación de burbujas cesa y la superficie de la probeta entra en contacto con el medio en estado líquido; en esta última etapa el enfriamiento se debe a la transferencia de calor por convección forzada entre la probeta y el medio en estado líquido (d), provocando que la curva de enfriamiento decrezca hasta la temperatura del agua (60°C).

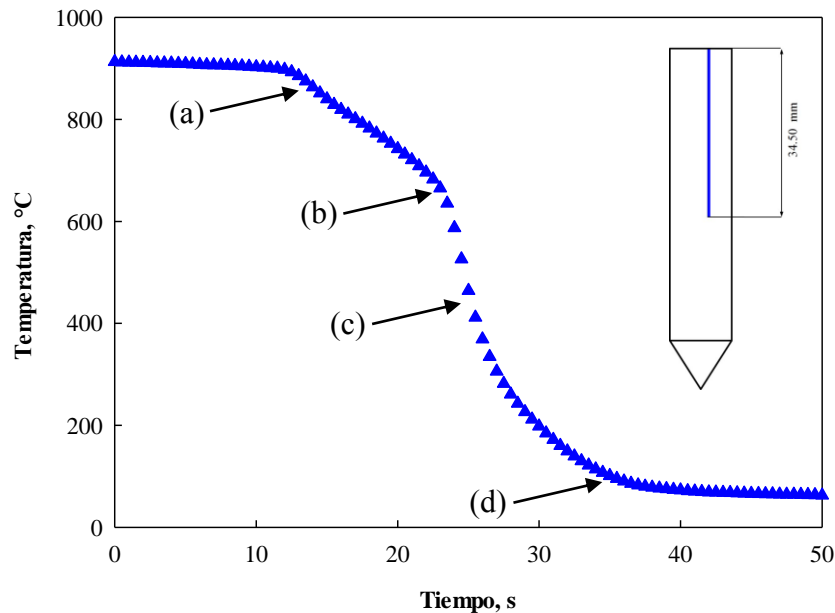


Figura 5.2 Curva de enfriamiento del termopar TC4 durante el temple en agua a 60°C, fluyendo a una velocidad de 0.2 m/s: (a) transporte, (b) película de vapor, (c) nucleación y crecimiento de burbujas, (d) convección forzada.

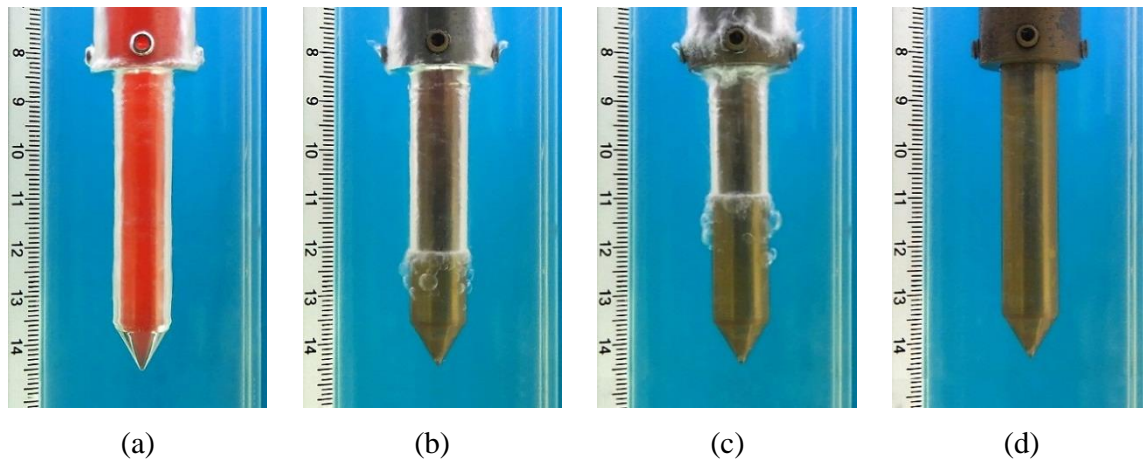


Figura 5.3 Secuencia fotográfica que muestra las etapas de enfriamiento para distintos instantes durante el temple en agua a 60°C , fluyendo a una velocidad de 0.2 m/s : (a) 13.2 s , (b) 23.0 s , (c) 24.1 s y (d) 34.2 s respectivamente.

5.3 Respuesta térmica del sistema para una velocidad de flujo de 0.2 m/s

Las curvas de enfriamiento de la Figura 5.4 muestran la respuesta térmica para los termopares de la punta (TC1, TC2) para una velocidad de flujo de 0.2 m/s . Esta familia de curvas no presenta una región de enfriamiento constante; esto se debe a que la capa de vapor que se forma colapsa de manera casi inmediata (1.2 s) después que la probeta alcanza la posición final en el interior del ducto tal como lo muestra la secuencia de imágenes de la Figura 5.5. Además la curva de enfriamiento para el termopar colocado en el centro (TC1) está ligeramente desplazada a la izquierda indicando, que se enfría más rápidamente que en la posición del termopar TC2.

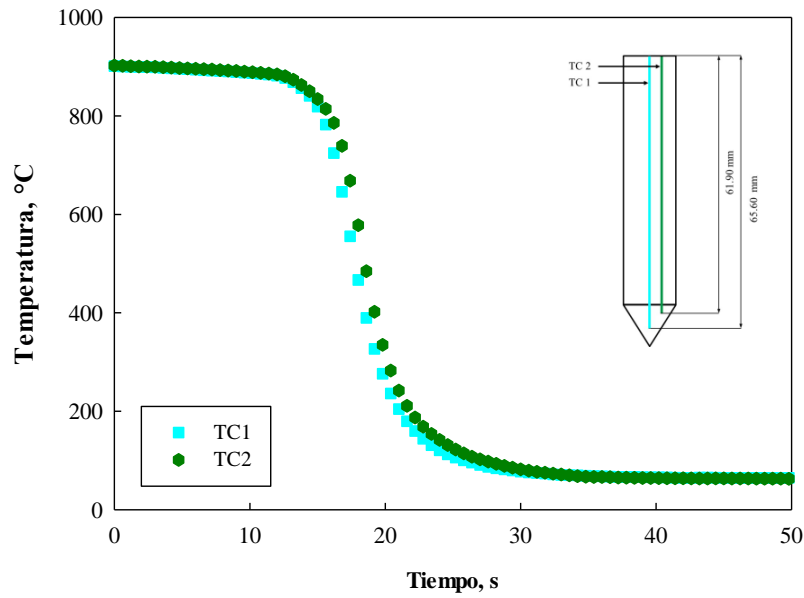


Figura 5.4 Historias térmicas de los termopares colocados en la punta de la probeta durante el temple en agua a 60°C, fluyendo a una velocidad de 0.2 m/s.

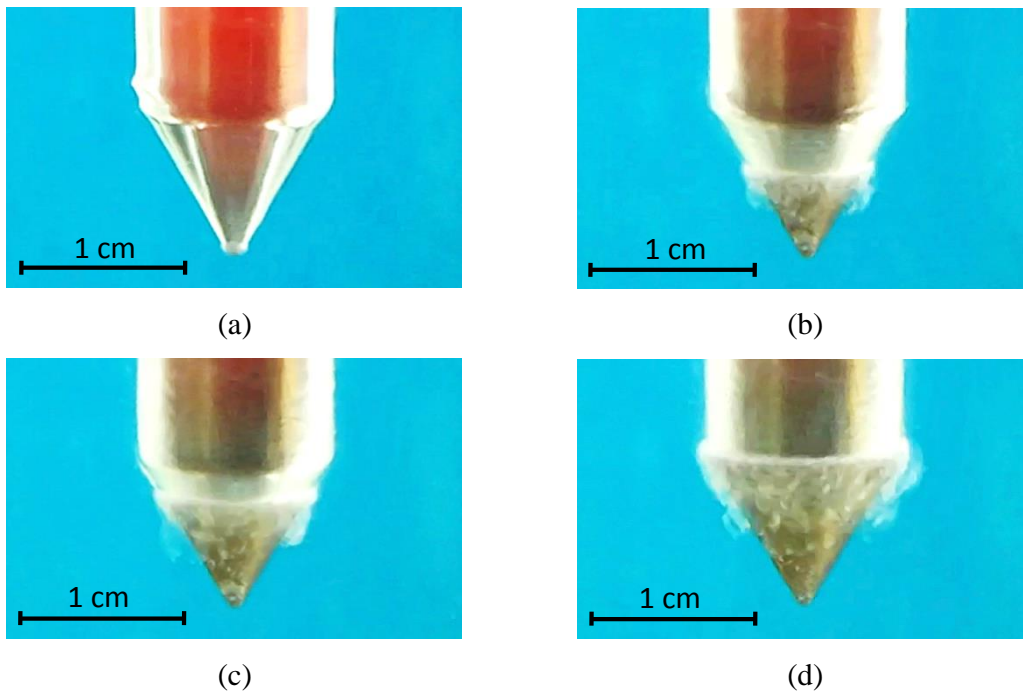


Figura 5.5 Secuencia de fotografías en la punta de la probeta mostrando el avance del frente de mojado para distintos instantes durante el temple en agua a 60°C, fluyendo a una velocidad de 0.2 m/s: (a) rompimiento de la capa de vapor (15.9 s), (b) posición de TC1 (17.4 s), (c) posición de TC2 (18.3 s) y (d) base del cono (19.0 s).

Las historias térmicas de la Figura 5.6 muestran la respuesta térmica para los termopares colocados en la porción cilíndrica de la probeta (TC3, TC4, TC5) para una velocidad de flujo de 0.2 m/s. Con esta condición de flujo las curvas de enfriamiento presentan tiempos de estabilidad de la capa de vapor más largos comparados con el resto de las velocidades estudiadas. Se anexa una secuencia fotográfica (ver Figura 5.7) que muestra el avance del frente de mojado justo cuando pasa por la posición de los sensores de temperatura.

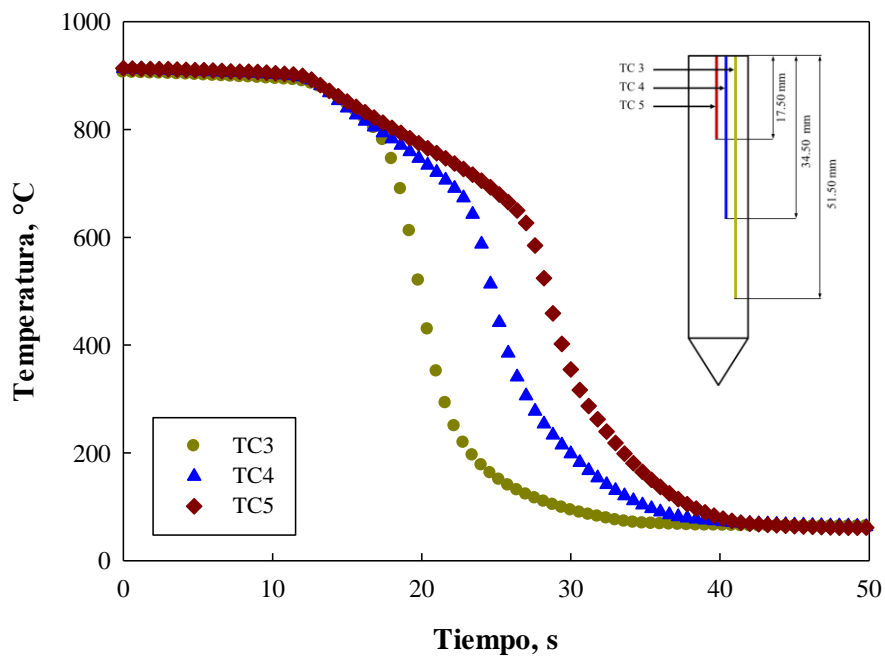


Figura 5.6 Historias térmicas de los termopares colocados a lo largo de la probeta durante el temple en agua a 60°C, fluyendo a una velocidad de 0.2 m/s.

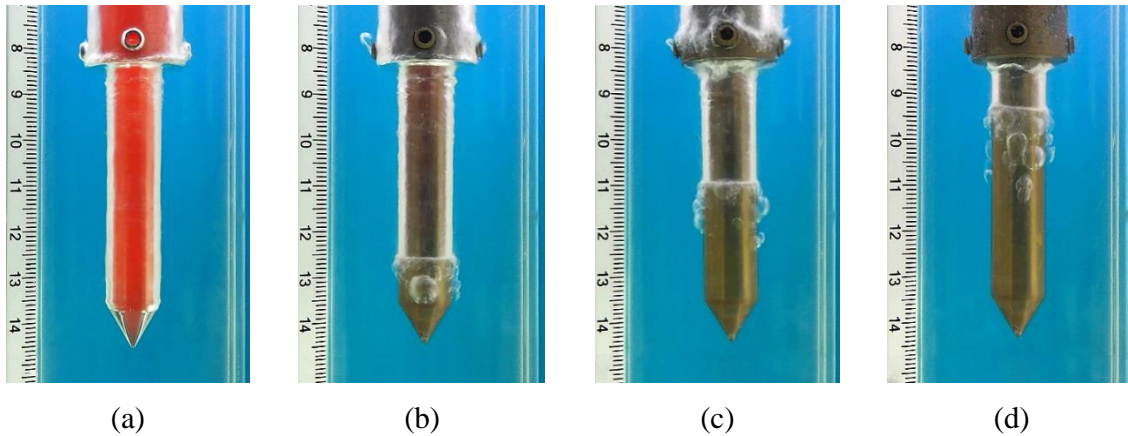


Figura 5.7 Secuencia de fotografías que muestra el avance del frente de mojado para distintos instantes durante el temple en agua a 60°C , fluyendo a una velocidad de 0.2 m/s : (a) al llegar a la posición final en el ducto (13.2 s), (b) posición de TC3 (19.4 s), (c) posición de TC4 (24.4 s) y (d) posición de TC5 (28.3 s).

5.4 Respuesta térmica del sistema para una velocidad de flujo de 0.4 m/s

Las curvas de enfriamiento de la Figura 5.8 muestran la respuesta térmica para los termopares de la punta (TC1, TC2) para una velocidad de flujo de 0.4 m/s . Esta familia de curvas no presentan una región de enfriamiento constante; esto se debe a que la capa de vapor que se forma es muy delgada y colapsa de manera casi inmediata (1.0 s) después que la probeta alcanza la posición final en el interior del ducto tal como lo muestra la secuencia de imágenes de la Figura 5.9.

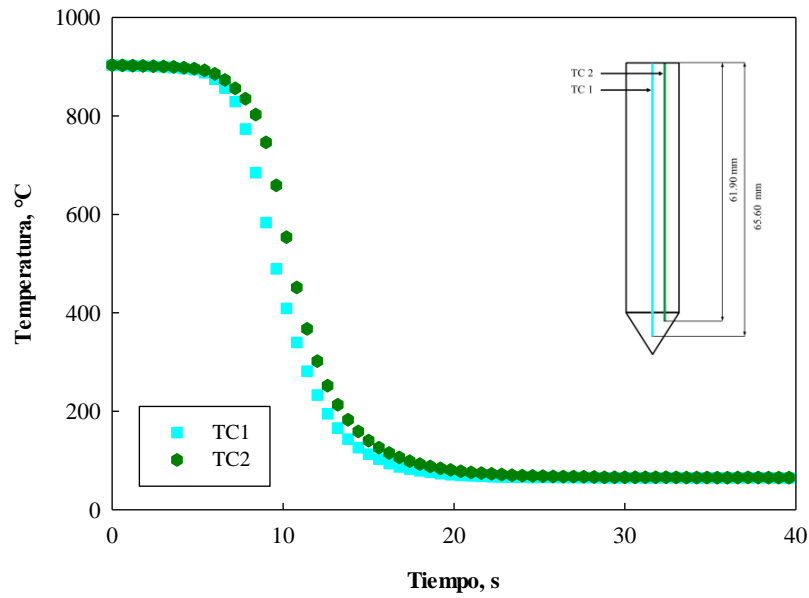


Figura 5.8 Historias térmicas de los termopares colocados en la punta de la probeta durante el temple en agua a 60°C, fluyendo a una velocidad de 0.4 m/s.

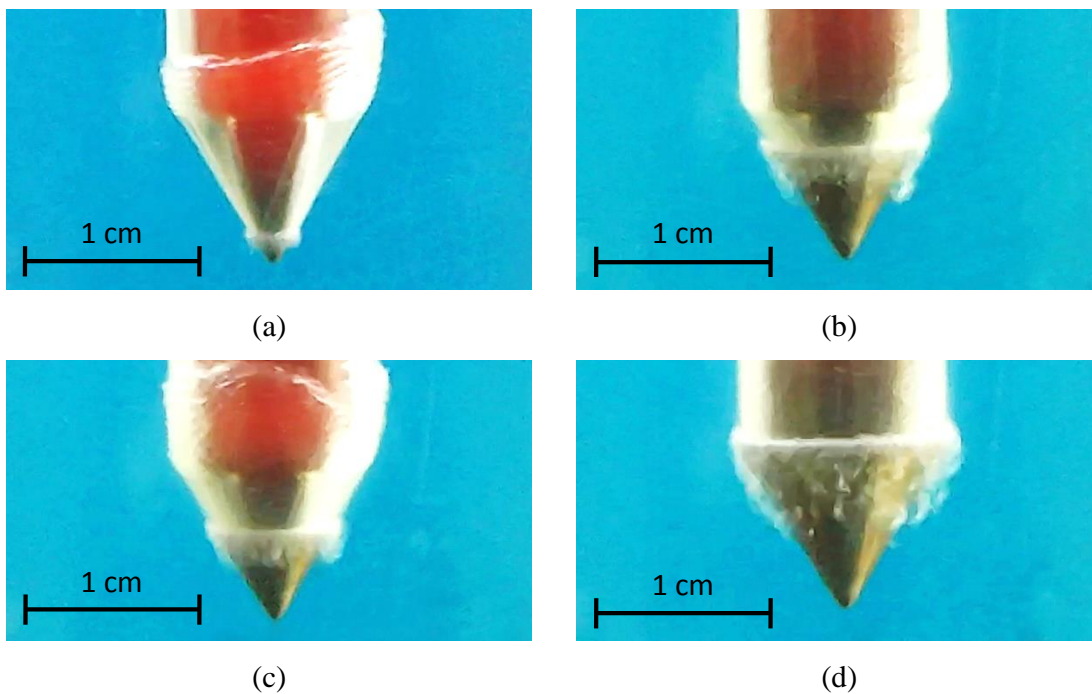


Figura 5.9 Secuencia de fotografías en la punta de la probeta mostrando el avance del frente de mojado para distintos instantes durante el temple en agua a 60°C, fluyendo a una velocidad de 0.4 m/s: (a) rompimiento de la capa de vapor (7.5 s), (b) posición de TC1 (8.6 s), (c) posición de TC2 (10.0 s) y (d) base del cono (10.26 s).

La familia de curvas de enfriamiento de la Figura 5.10 muestra la respuesta térmica para los termopares colocados en la porción cilíndrica de la probeta (TC3, TC4, TC5) para una velocidad de flujo de 0.4 m/s. Cada curva de enfriamiento presenta distintos tiempos de duración de la capa de vapor, siendo más larga para el termopar TC5 y la más corta para el termopar TC3, esto debido a la forma como se desplaza el frente de mojado (ascendentemente). Se anexa una secuencia de fotográfica (ver Figura 5.11) que muestra el avance del frente de mojado justo cuando pasa por la posición de los sensores de temperatura.

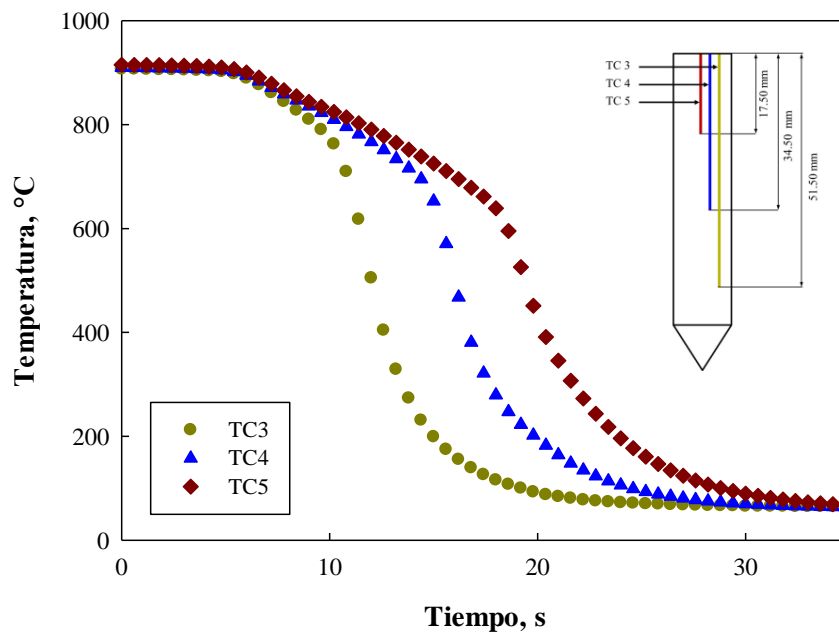


Figura 5.10 Historias térmicas de los termopares colocados a lo largo de la probeta durante el temple en agua a 60°C, fluyendo a una velocidad de 0.4 m/s.

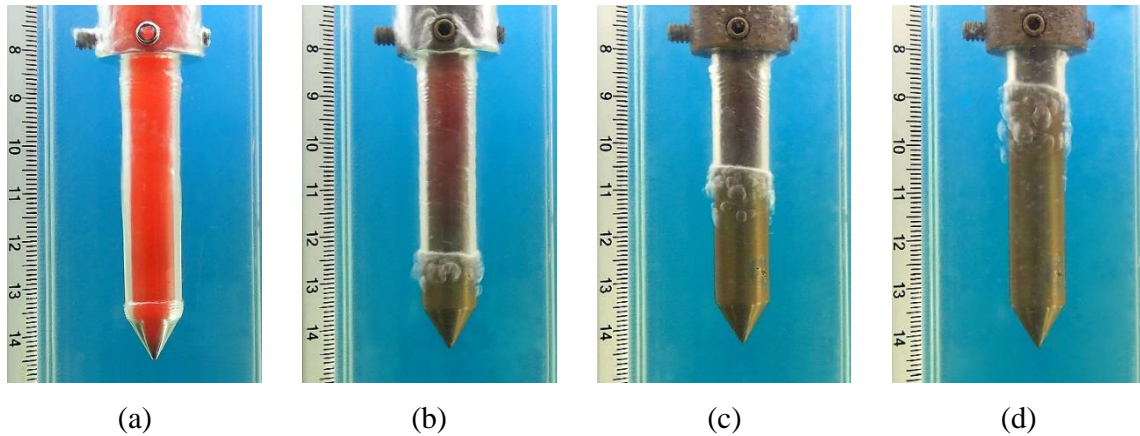


Figura 5.11 Secuencia de fotografías que muestra el avance del frente de mojado para distintos instantes durante el temple en agua a 60°C , fluyendo a una velocidad de 0.4 m/s : (a) al llegar a la posición final en el ducto (6.1 s), (b) posición de TC3 (11.6 s), (c) posición de TC4 (15.8 s) y (d) posición de TC5 (19.2 s).

5.5 Respuesta térmica del sistema para una velocidad de flujo de 0.6 m/s

Las curvas de enfriamiento de en la Figura 5.12 muestran la respuesta térmica para los termopares de la punta (TC1, TC2) para una velocidad de flujo de 0.6 m/s . Esta familia de curvas no presentan una región de enfriamiento constante; esto se debe a que la capa de vapor que se forma es muy delgada y colapsa de manera casi inmediata (0.5 s) después que la probeta alcanza la posición final en el interior del ducto tal como lo muestra la secuencia de imágenes de la Figura 5.13.

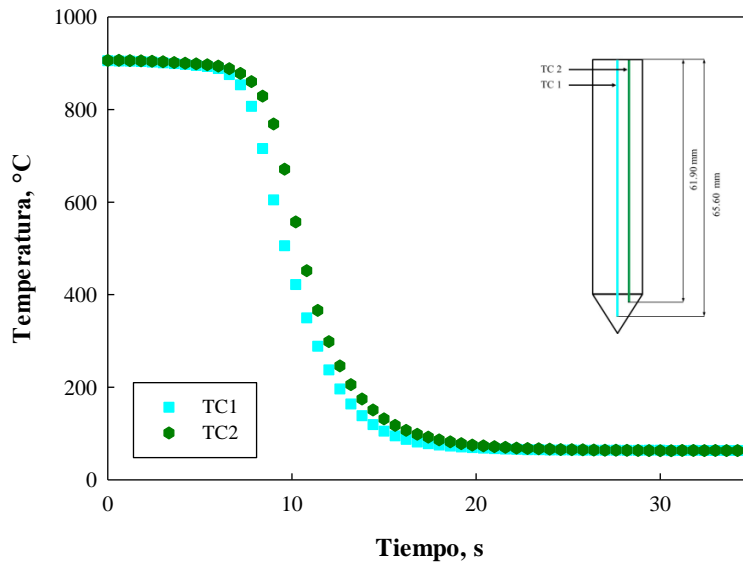


Figura 5.12 Historias térmicas de los termopares colocados en la punta de la probeta durante el temple en agua a 60°C, fluyendo a una velocidad de 0.6 m/s.

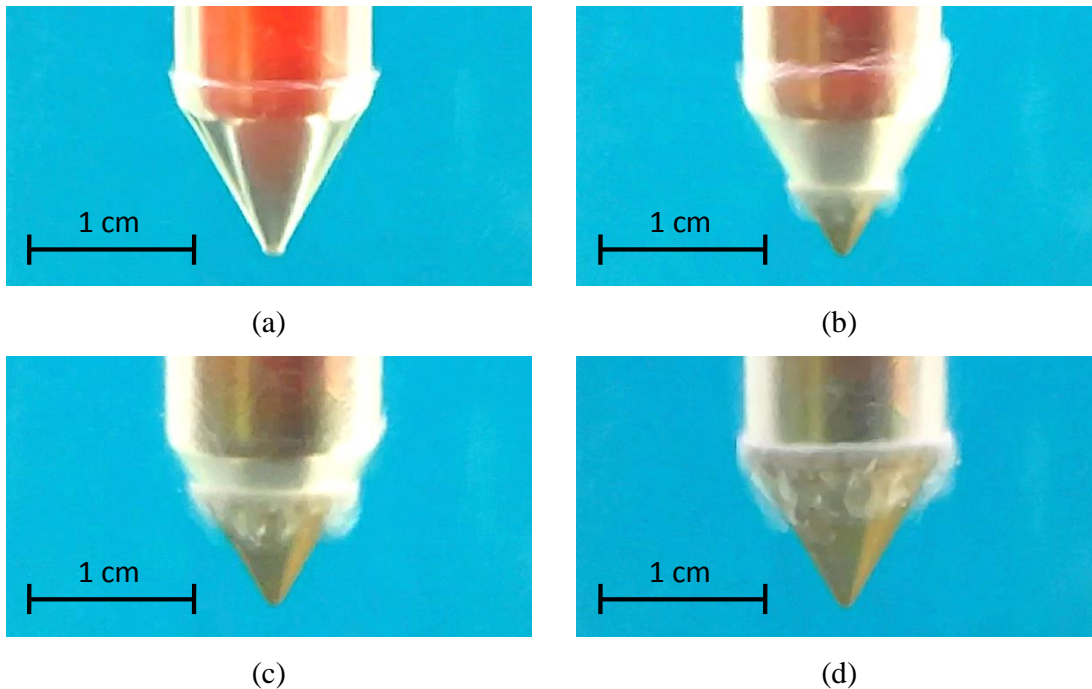


Figura 5.13 Secuencia de fotografías en la punta de la probeta mostrando el avance del frente de mojado para distintos instantes durante el temple en agua a 60°C, fluyendo a una velocidad de 0.6 m/s: (a) rompimiento de la capa de vapor (8.7s), (b) posición de TC1 (8.9s), (c) posición de TC2 (9.9s) y (d) base del cono (10.1s).

La familia de curvas de enfriamiento de en la Figura 5.14 muestra la respuesta térmica para los termopares colocados en la porción cilíndrica de la probeta (TC3, TC4, TC5) para una velocidad de flujo de 0.6 m/s. Se anexa una secuencia de fotográfica (ver Figura 5.15) que muestra el avance del frente de mojado.

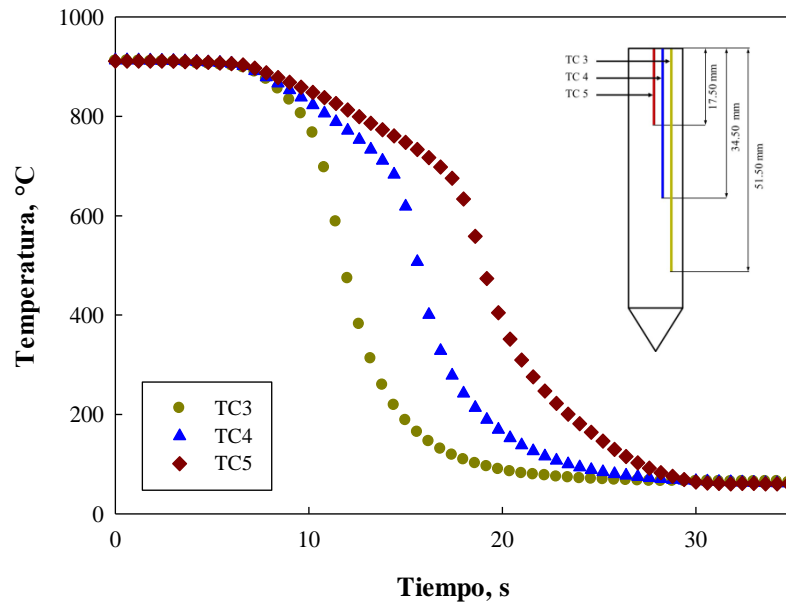


Figura 5.14 Historias térmicas de los termopares colocados a lo largo de la probeta durante el temple en agua a 60°C, fluyendo a una velocidad de 0.6 m/s.

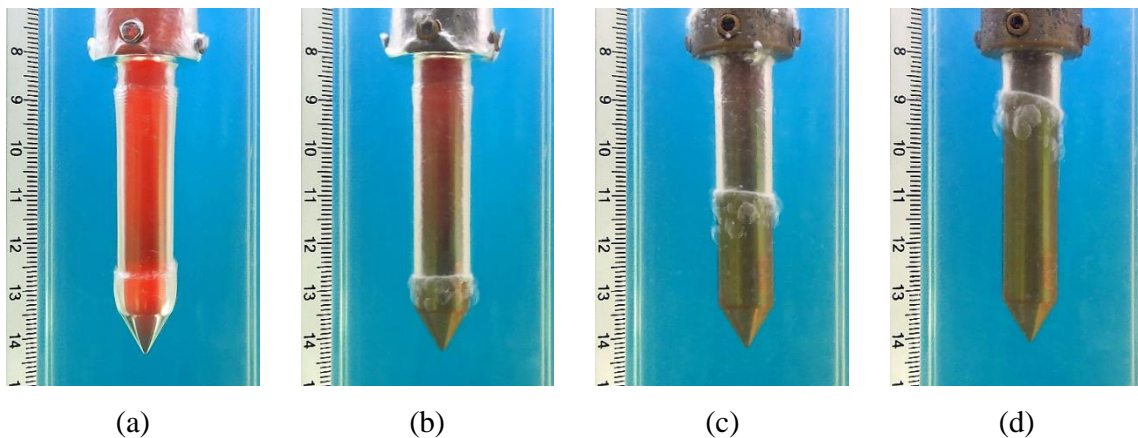


Figura 5.15 Secuencia de fotografías que muestra el avance del frente de mojado para distintos instantes durante el temple en agua a 60°C, fluyendo a una velocidad de 0.6 m/s: (a) al llegar a la posición final en el ducto (8.2 s), (b) posición de TC3 (11.4 s), (c) posición de TC4 (15.6 s) y (d) posición de TC5 (18.7 s).

6 Análisis de Resultados

En este capítulo se realiza el análisis de los resultados presentados en el Capítulo 5. Con las historias térmicas de los termopares se calcularon:

- Historias de rapidez de enfriamiento local.
- Velocidades del frente de mojado.
- Historias de *flux* de calor en la superficie de la probeta (aproximación unidimensional).
- Historias de *flux* de calor en la superficie de la probeta (aproximación bidimensional).
- Validación del modelo matemático.

6.1 Rapidez de enfriamiento local

Este parámetro comúnmente se utiliza en el análisis de curvas de enfriamiento y se obtiene derivando numéricamente las curvas de enfriamiento con respecto al tiempo para cada pareja de datos:

$$\frac{dY}{dt} \cong \frac{Y_2 - Y_1}{t_2 - t_1}$$

La Figura 6.1 muestra la historia de rapidez de enfriamiento para el termopar TC3 durante un temple en agua a 60°C con un flujo de 0.2 m/s. En el gráfico se distinguen los distintos mecanismos de enfriamiento presentes en función del tiempo; cada uno indicado con números romanos y delimitados por líneas punteadas. Al inicio de la curva y hasta los 11.5 s la probeta aún se encuentra en el horno, esto se traduce en un comportamiento horizontal de la curva de rapidez de enfriamiento. Posteriormente, transcurre 1 segundo en el que se observa un ligero descenso provocado por el transporte de la probeta de la región de calentamiento a la posición final de enfriamiento al interior del ducto (I). La etapa de capa de vapor ocurre en el intervalo de 12.5 a 22.0 s; dicha capa actúa como aislante térmico y provoca que la rapidez de enfriamiento se mantenga constante (rapidez de enfriamiento

promedio de $-21.8\text{ }^{\circ}\text{C/s}$) (II). La etapa de nucleación y crecimiento de burbujas (III) se desarrolla en el intervalo de 22.0 s a 29.1 s; durante esta etapa la curva desciende súbitamente y se alcanza la mayor rapidez de enfriamiento ($-128\text{ }^{\circ}\text{C/s}$) a los 24.6 s (en las videograbaciones este tiempo corresponde al instante en el que el frente de mojado cruza la posición del termopar). A partir de los 29.1 s la probeta se encuentra en contacto con el medio de temple y el enfriamiento se debe al mecanismo de convección forzada (IV): la curva de rapidez de enfriamiento disminuye suavemente y la extracción de calor no es tan severa como en la etapa de nucleación y crecimiento de burbujas.

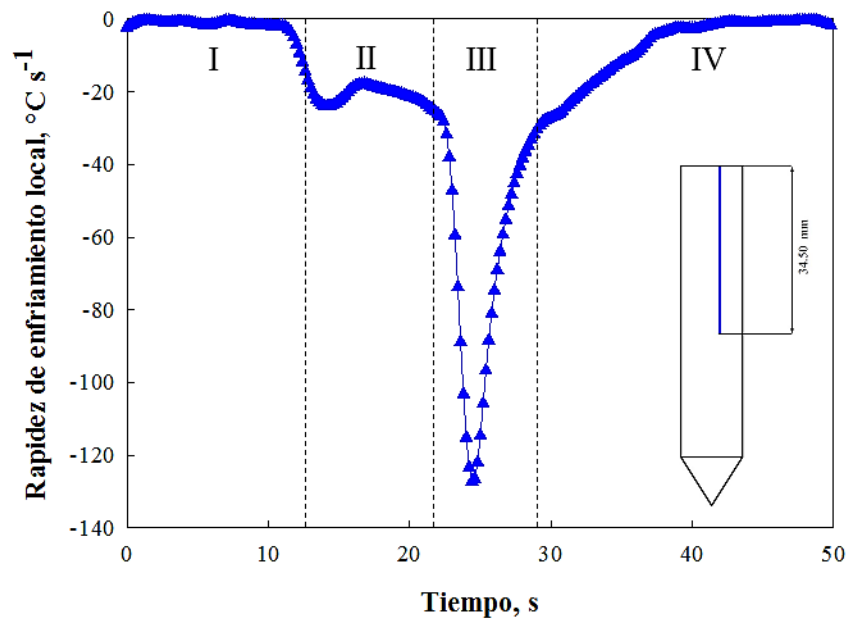


Figura 6.1 Curva de rapidez de enfriamiento local, en función del tiempo, en la posición del termopar TC4 cercano a la superficie de la probeta durante el temple en agua a 60°C , fluyendo a una velocidad de 0.2 m/s.

En el gráfico de la Figura 6.2 se presentan las historias de rapidez de enfriamiento en función del tiempo para los termopares colocados en la base cónica de la probeta durante un temple en agua a 60°C y una velocidad de 0.2 m/s. Al inicio ambas curvas presentan un comportamiento horizontal indicando que la probeta aún se encuentra en el horno.

Aproximadamente a los 11 s hay un descenso provocado por el transporte de la probeta al baño. La curva del termopar TC1 se va enfriando ligeramente con mayor rapidez debido a

que está más cerca de la punta. A diferencia de las curvas de rapidez de enfriamiento para los termopares colocados en la parte cilíndrica, en esta familia de curvas no se mantiene una rapidez de enfriamiento constante, debido a que no se forma una capa de vapor estable que aísla térmicamente la punta de la probeta.

Las imágenes extraídas de las videograbaciones muestran que en la punta se forma una capa de vapor; sin embargo, esta colapsa en fracción de segundos. La etapa de nucleación y crecimiento de burbujas se desarrolla en el intervalo de 14.5 s a 21.5 s aproximadamente; durante esta etapa ambas curvas descienden súbitamente alcanzan la mayor rapidez de enfriamiento: -155 °C/s para TC1 y -158 °C/s para TC2 a los 17.5 s y 18.0 s respectivamente. Esto se debe a que la punta es un extractor de calor muy eficiente y cuando el frente de mojado pasa por la posición del sensor TC1 esta región ha perdido cierta cantidad de energía previamente, provocando que el gradiente térmico sea menor y por lo tanto, la máxima rapidez de enfriamiento alcanzada es ligeramente menor. Este efecto puede observarse en la fotografía de la Figura 6.3; donde se aprecia una coloración oscura en la punta (la imagen fue editada con el programa *Adobe Photoshop Elements 10.0* para tener un mejor detalle de la superficie de la probeta). Finalmente, a los 21.5 s los videos muestran que la ebullición cesa en esta región de la probeta y el enfriamiento se da por convección forzada con el medio de temple.

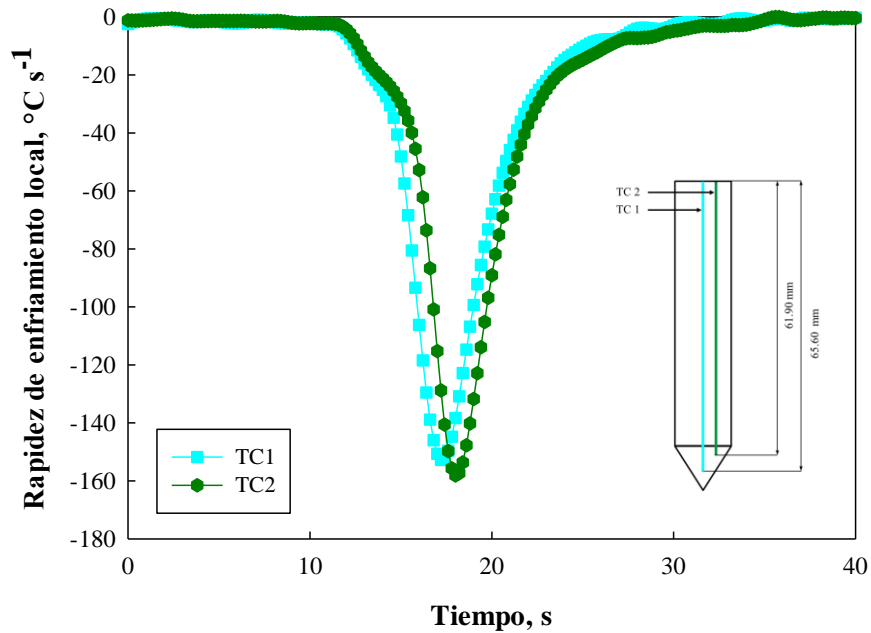


Figura 6.2 Curvas de rapidez de enfriamiento local, en función del tiempo, para los termopares en la punta de la probeta durante el temple en agua a 60°C , fluyendo a una velocidad de 0.2 m/s.



Figura 6.3 Fotografía que muestra el enfriamiento en la punta de la probeta 0.7 s después de alcanzar la posición de enfriamiento durante un temple con agua a 60°C , fluyendo a una velocidad de 0.2 m/s.

La familia de curvas de rapidez de enfriamiento en función del tiempo para los termopares de la sub-superficie de la región cilíndrica (TC3, TC4, TC5) durante un temple en agua a 60°C con una velocidad de 0.2 m/s se presentan en la Figura 6.4. Uno de los primeros efectos que se observa es sobre el tiempo de estabilidad de la capa de vapor, que decrece conforme

la posición del termopar se aleja de la base de la probeta; esto se debe a que el rompimiento del frente de mojado se da en la punta. La rapidez de enfriamiento que se alcanza en la etapa de capa de vapor es de $-21\text{ }^{\circ}\text{C/s}$ en promedio para todos los termopares lo que indica que efectivamente la capa de vapor es muy estable a lo largo de toda la probeta. El tiempo de duración de la etapa de nucleación y crecimiento de burbujas es prácticamente el mismo para todos los termopares, debido a que, como se mostrará más adelante, la velocidad del frente de mojado es prácticamente constante en su parte cilíndrica.

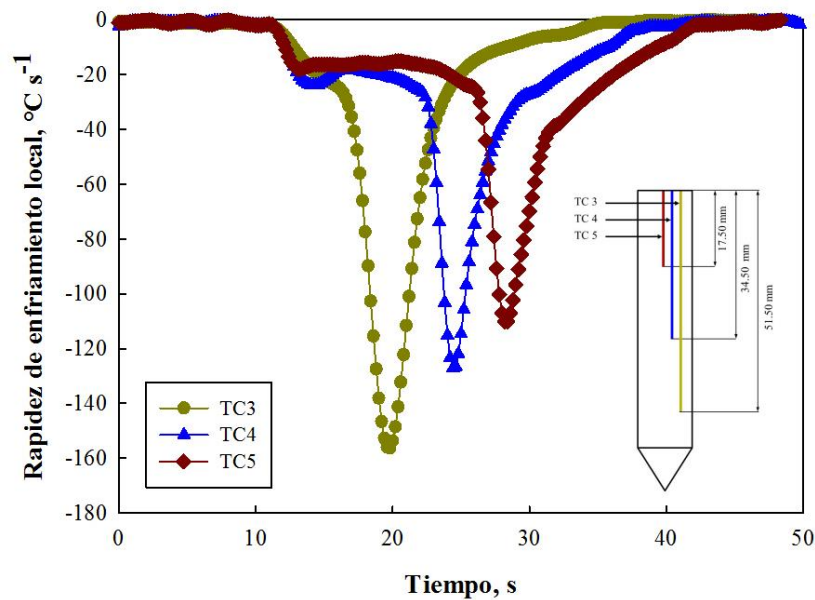


Figura 6.4 Curvas de rapidez de enfriamiento, en función del tiempo, en la posición de los termopares cercanos a la superficie en la sección recta de la probeta, durante el temple en agua a 60°C con una velocidad de 0.2 m/s .

Los valores máximos de las rapidezces de enfriamiento son distintos, siendo el termopar TC3 el que presenta el valor más alto ($-156\text{ }^{\circ}\text{C/s}$) y el termopar TC5 el valor más bajo ($-110\text{ }^{\circ}\text{C/s}$); este comportamiento se debe a la cinemática del frente de mojado que provoca que los termopares alejados de la base estén en contacto mayor tiempo con la capa de vapor; si bien esta actúa como aislante térmico, no es un aislante perfecto por lo que para el instante en que el frente de mojado alcanza la posición de los termopares y da paso a la etapa de nucleación de burbujas, la superficie de la probeta ya se ha enfriado por lo que la extracción de calor es menor ya que existe una menor fuerza motriz.

En la Figura 6.5 se muestran las rapidezces de enfriamiento local en función de la temperatura local para los termopares TC3, TC4, y TC5 durante un temple en agua a 60°C con una velocidad de 0.2 m/s. Este tipo de gráficos se leen en el sentido de derecha a izquierda en el eje de temperatura. En el gráfico se observa es que la etapa de capa de vapor es más estable en un rango más amplio de temperaturas para el termopar TC5 (860°C - 650°C) y, en cambio, para el termopar TC3 (que es el más profundo) el rango es menor (860°C - 835°C). Dicho comportamiento es debido a la forma en que se desplaza el frente de mojado, que es de abajo hacia arriba con respecto a la probeta. Asimismo, este desplazamiento del frente de mojado provoca que la etapa de nucleación y crecimiento de burbujas ocurra a menores temperaturas a medida que disminuye la profundidad de los termopares.

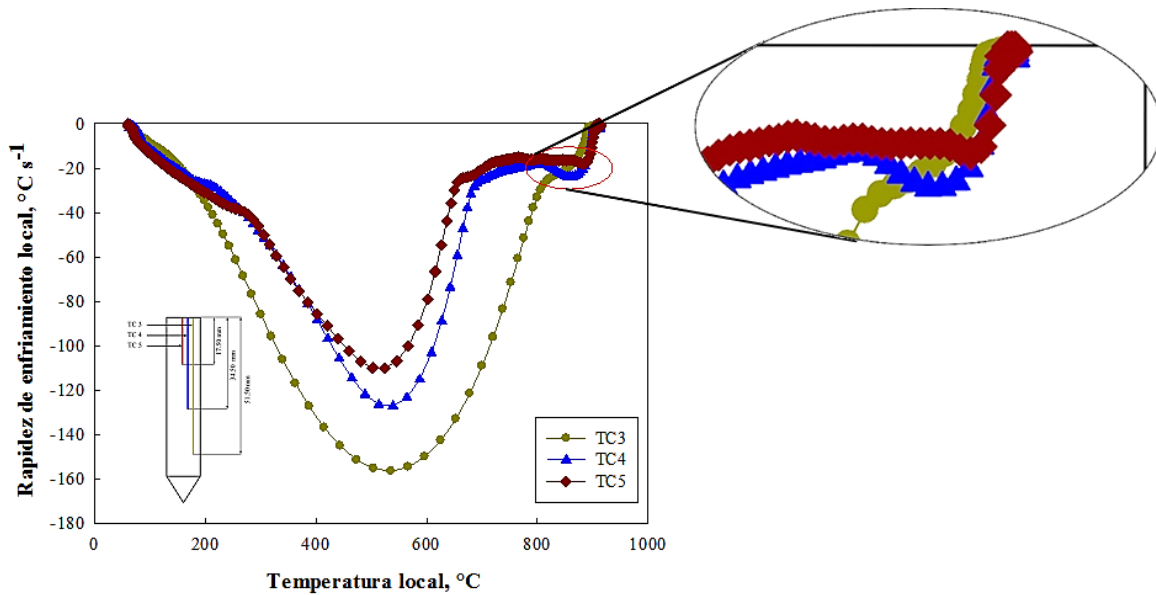


Figura 6.5 Curvas de rapidez de enfriamiento en función de la temperatura local, para los termopares de la región cilíndrica de la probeta durante el temple en agua a 60°C, fluyendo a una velocidad de 0.2 m/s.

En particular, la curva del termopar TC4 presenta una región (encerrada en color rojo) en la cual la rapidez de enfriamiento aumenta y posteriormente se recupera; este comportamiento no es el esperado ya que la capa de vapor actúa como aislante y debiera mantener una rapidez de enfriamiento relativamente constante. Este comportamiento es intermedio entre el termopar TC3 (que no establece una capa de vapor estable) y TC5 en el que la rapidez de

enfriamiento se mantiene constante indicando que la capa de vapor es estable en esta posición.

El análisis anterior se realizó también para las otras dos velocidades de flujo de agua que se estudiaron; las familias de curvas de rapidez de enfriamiento para una velocidad de flujo de 0.4 m/s (ver Figura 6.6 y Figura 6.7) presentan un comportamiento similar al descrito para las curvas de 0.2 m/s, sin embargo, las rapidezces de enfriamiento máximas (R_{max}), la temperatura a la que se presentan (T_{max}) y los tiempos en los que suceden se modifican debido al aumento en la velocidad de flujo. A continuación en la Tabla 6.1 se reportan estos parámetros para las tres velocidades de flujo estudiadas.

Tabla 6.1 Parámetros estimados de las curvas de enfriamiento de los termopares de sub-superficie para las velocidades de flujo estudiadas.

0.2 m/s					
	TC1	TC2	TC3	TC4	TC5
Rmax, °C/s	-153.16	-158.12	-156.00	-127.40	-110.56
Tmax, °C	570.8	574.5	533.6	531.02	524.33
0.4 m/s					
	TC1	TC2	TC3	TC4	TC5
Rmax, °C/s	-170.70	-179.10	-190.50	-174.60	-128.65
Tmax, °C	634.22	589.66	561.82	519.53	513.11
0.6 m/s					
	TC1	TC2	TC3	TC4	TC5
Rmax, °C/s	-187.60	-192.10	-198.70	-199.10	-144.70
Tmax, °C	678.97	633.60	607.57	547.00	529.78

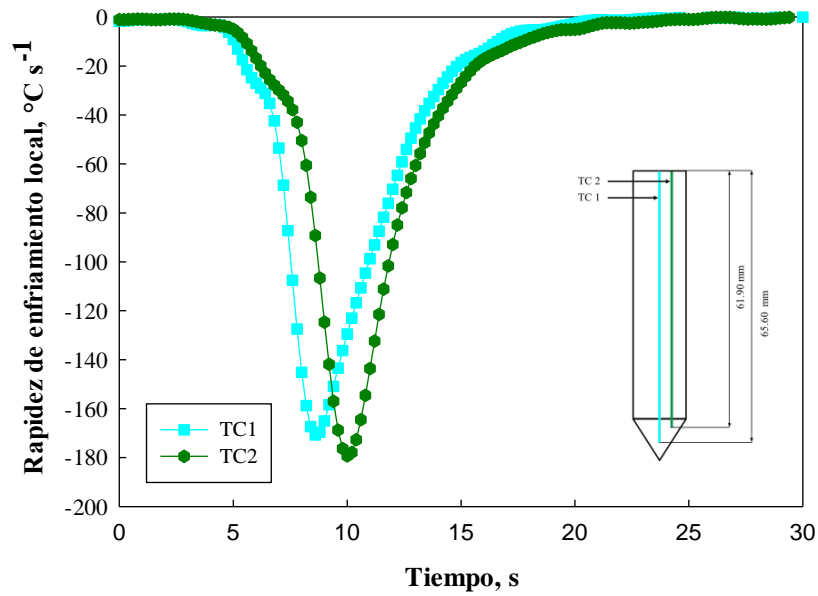


Figura 6.6 Curvas de rapidez de enfriamiento, en función del tiempo, para los termopares en la punta de la probeta durante el temple en agua a 60°C, fluyendo a una velocidad de 0.4 m/s.

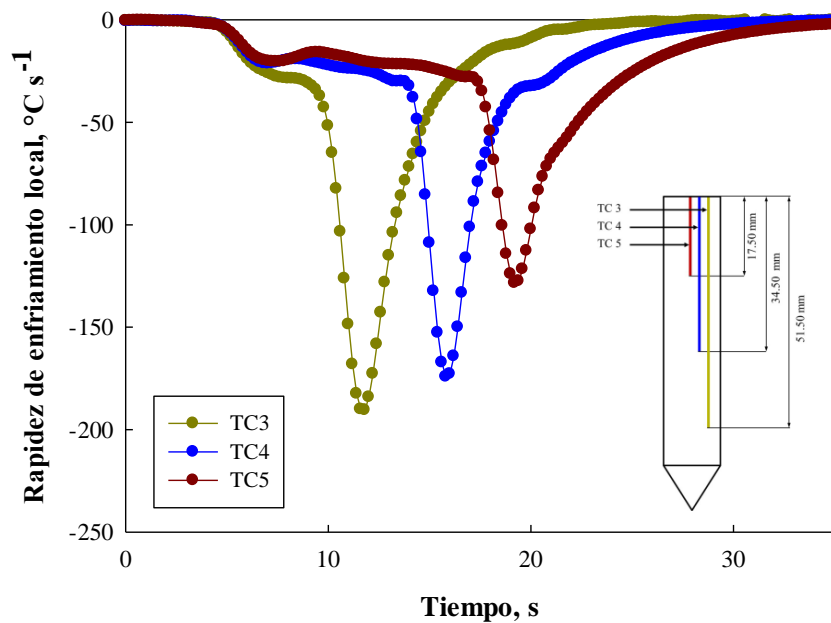


Figura 6.7 Curvas de rapidez de enfriamiento, en función del tiempo, en la posición de los termopares cercanos a la superficie en la sección recta de la probeta, durante el temple en agua a 60°C con una velocidad de 0.4 m/s.

El gráfico de rapidez de enfriamiento en función de la temperatura local de la Figura 6.8 también muestra un comportamiento similar al descrito para su equivalente a 0.2 m/s. En este caso en la posición del termopar TC5. Las imágenes extraídas del video muestran la presencia de “perturbaciones” en la capa de vapor (ver Figura 6.9); dichas perturbaciones son consecuencia del cambio en las condiciones hidrodinámicas debido a la presencia del cople.

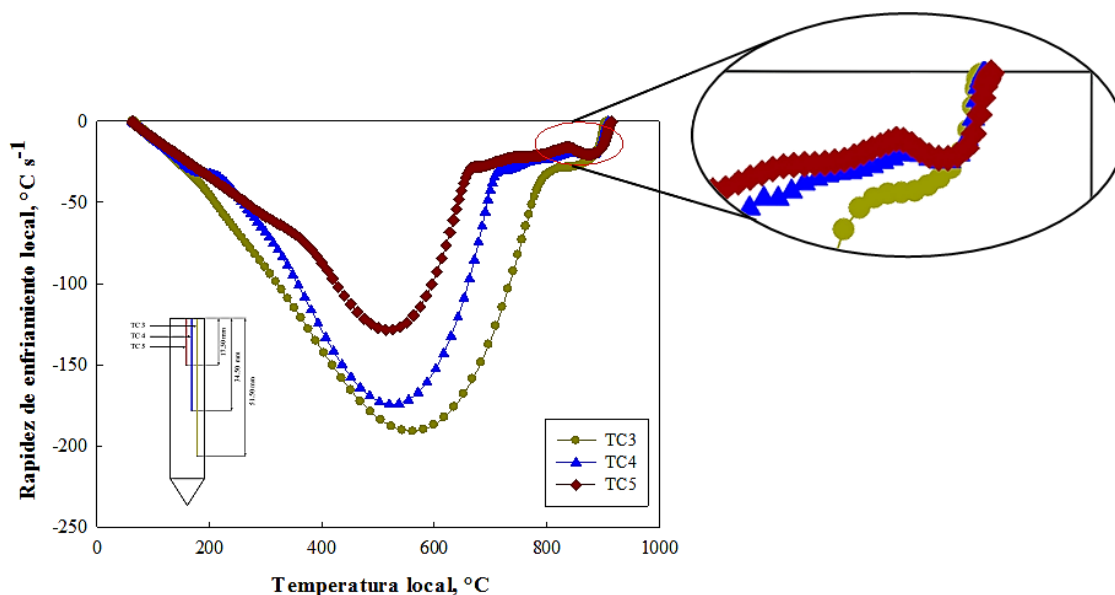


Figura 6.8 Curvas de rapidez de enfriamiento, en función de la temperatura local, para los termopares de la región cilíndrica de la probeta durante el temple en agua a 60°C , fluyendo a una velocidad de 0.4 m/s.

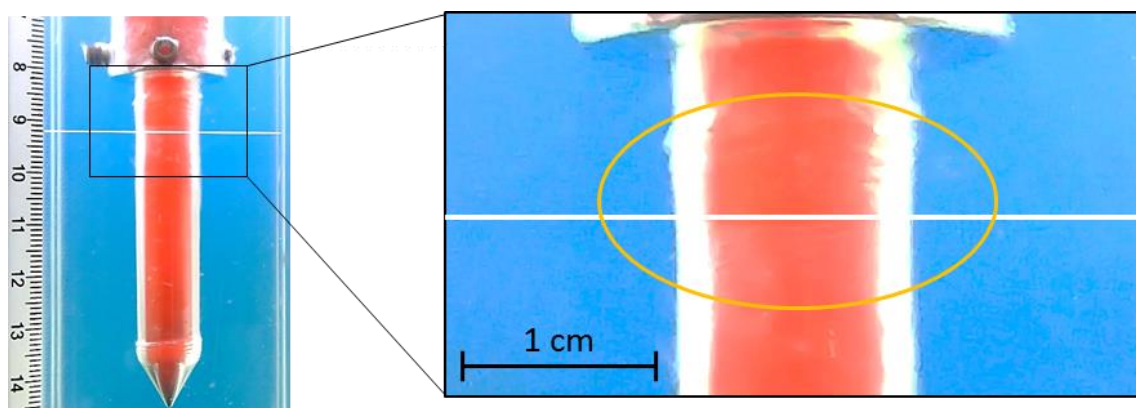


Figura 6.9 Fotografía que muestra la formación de perturbaciones de la capa de vapor en la región cercana al termopar TC5 (marcado con una línea) durante el temple en agua a 60°C , fluyendo a una velocidad de 0.4 m/s.

A continuación en la Figuras 6.10 y Figura 6.11 se presentan los gráficos de rapidez de enfriamiento local en función del tiempo y de la temperatura local respectivamente, para una velocidad de flujo agua de 0.6 m/s. El gráfico de rapidez de enfriamiento en función del tiempo muestra una tendencia distinta con respecto de las otras dos velocidades estudiadas.

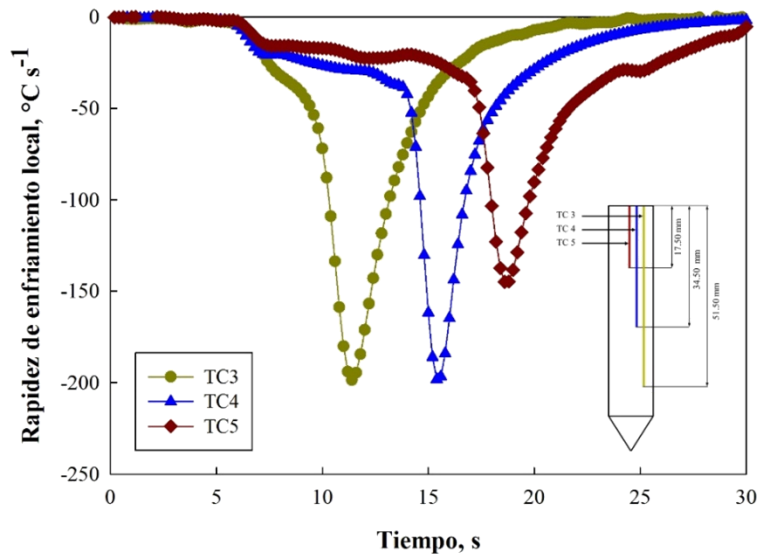


Figura 6.10 Curvas de rapidez de enfriamiento, en función del tiempo, para los termopares de la región cilíndrica de la probeta durante el temple en agua a 60°C , fluyendo a una velocidad de 0.6 m/s.

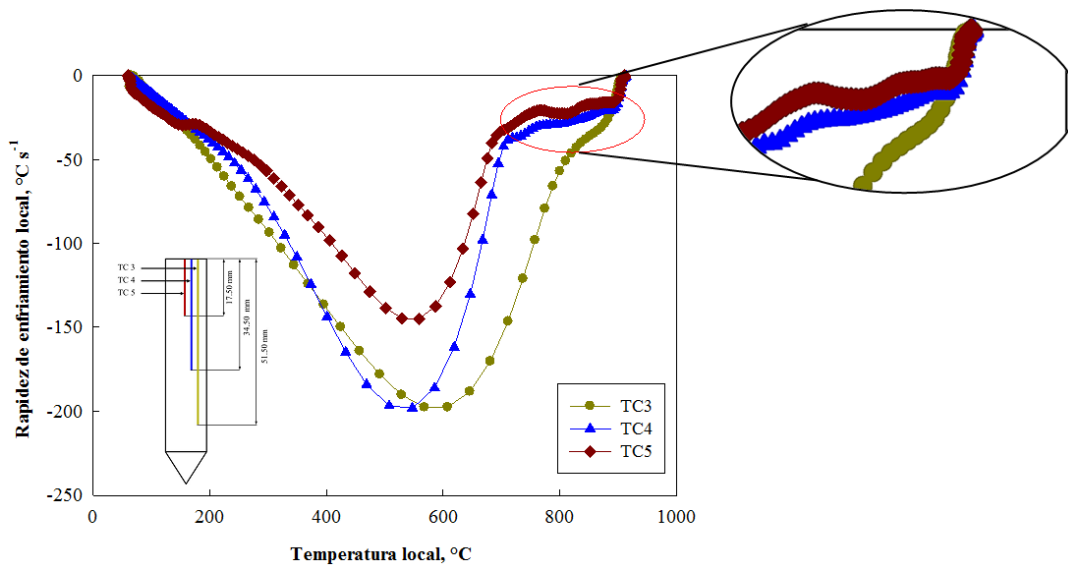


Figura 6.11 Rapidez de enfriamiento, en función de la temperatura local, para los termopares de la región cilíndrica de la probeta durante el temple en agua a 60°C , fluyendo a una velocidad de 0.6 m/s.

Al revisar los videos para todos los experimentos realizados a 0.6 m/s, para determinar, visualmente, si existe algún fenómeno que modifique las condiciones de enfriamiento en la región cercana a la posición del termopar TC3 se observa que, en la región cercana a dicho termopar, se da un rompimiento parcial y prematuro de la capa de vapor y que posteriormente ésta se restablece. En esta región del rompimiento previo de la capa de vapor la coloración de la probeta se torna oscura indicando que se tiene una pérdida de energía considerable. Este rompimiento de la capa de vapor genera una “ventana” para que el material se enfríe y, aunque visualmente pareciera que se regenera, es posible que el vapor sea menos denso y, como consecuencia, una vez que el frente de mojado alcanza la posición del primer termopar la superficie de la probeta ya se ha enfriado provocando que la extracción de calor máxima sea menor de lo esperado. Este efecto de inestabilidad de la capa de vapor está presente en las tres condiciones de flujo bajo estudio y aumenta su tamaño al aumentar la velocidad de flujo, tal como se muestra en la Figura 6.12; por lo que posiblemente las condiciones hidrodinámicas en la región cercana a la punta de la probeta no sean tan uniformes.

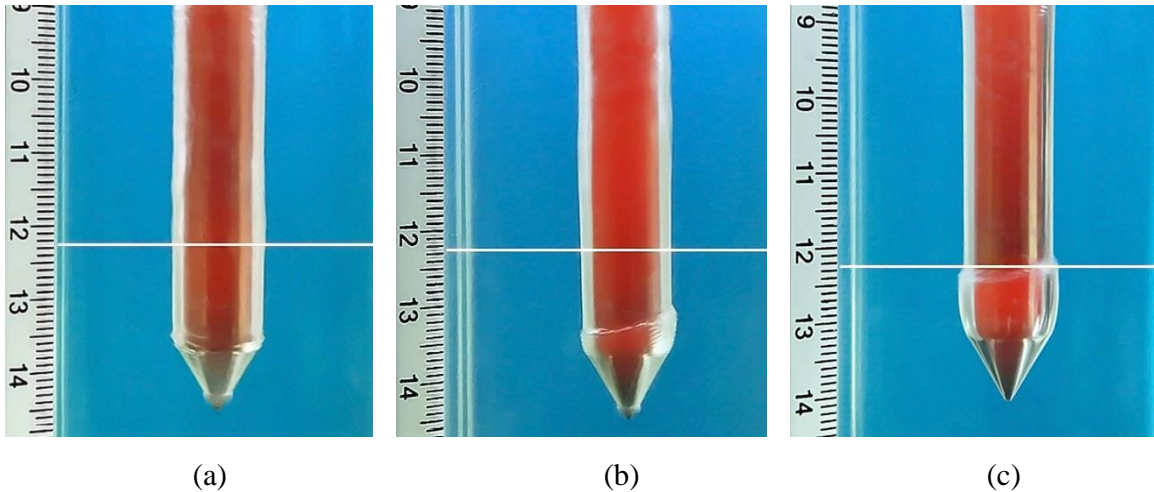


Figura 6.12 Fotografías de la probeta en la etapa de capa de vapor a distintas velocidades de flujo de agua: (a) 0.2 m/s, (b) 0.4 m/s y (c) 0.6 m/s. La línea indica la posición del termopar TC3.

Para confirmar que efectivamente la hidrodinámica en la vecindad de la probeta está relacionada con las perturbaciones de la capa de vapor es necesario modelar la dinámica de fluidos en esta región durante el enfriamiento; a pesar de contar con este modelo se extrajeron algunos resultados de la investigación realizada por Hernández-Morales *et al.* [103] que

reporta simulaciones del comportamiento hidrodinámico para condiciones similares a las de este trabajo (geometría de la probeta, velocidades de flujo y dimensiones del ducto); dado que esas simulaciones se realizaron en condiciones isotérmicas, no es posible asegurar que el comportamiento sea el mismo, sin embargo proporcionan una buena aproximación de la interacción probeta-medio de enfriamiento.

Las imágenes de las Figuras 6.13 y 6.14 permiten caracterizar las variaciones de la capa de vapor que envuelve a la probeta cilíndrica de punta cónica y el ascenso del frente de mojado. Los contornos presentados del lado derecho corresponden al coeficiente de presión. Este parámetro adimensional describe la presión relativa a través de un campo de flujo en dinámica de fluidos [104]. La variación del espesor de la capa de vapor sucede alrededor del vértice donde inicia la base del cilindro, tal y como lo predicen los contornos del coeficientes de presión. Los valores negativos corresponden a zonas de succión, donde el gradiente de presión impulsa al fluido hacia la zona de baja presión provocando que éste pueda recircular. Esta recirculación genera un punto de separación de fluido, es decir, un punto donde el fluido deja de seguir el contorno de la probeta; este efecto provoca inestabilidad en la capa de vapor durante el enfriamiento. Un aumento en la velocidad de flujo aumenta el efecto antes descrito y la región donde se presenta.

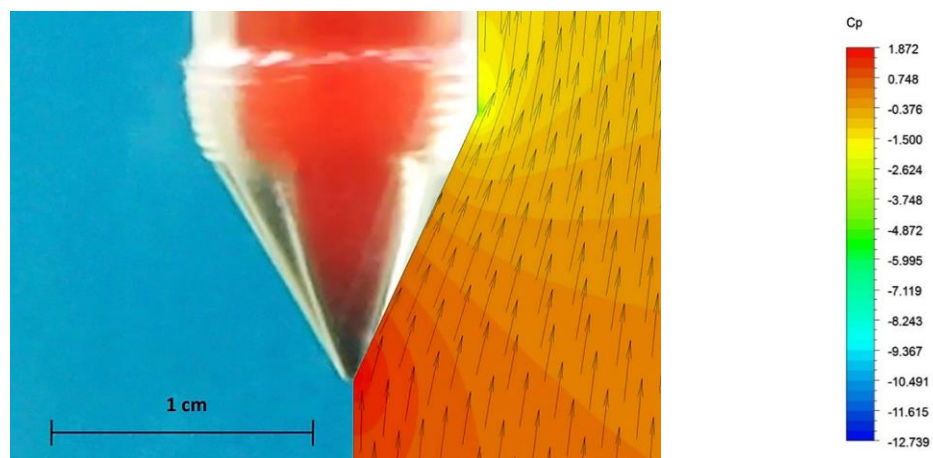


Figura 6.13 Distribución del coeficiente de presión (colores; adimensional) y distribución de velocidad (flechas; m/s) calculados en la vecindad de una probeta de base plana para agua fluyendo a 0.4 m/s [103], sobrepuestos en una imagen de la probeta durante el enfriamiento.

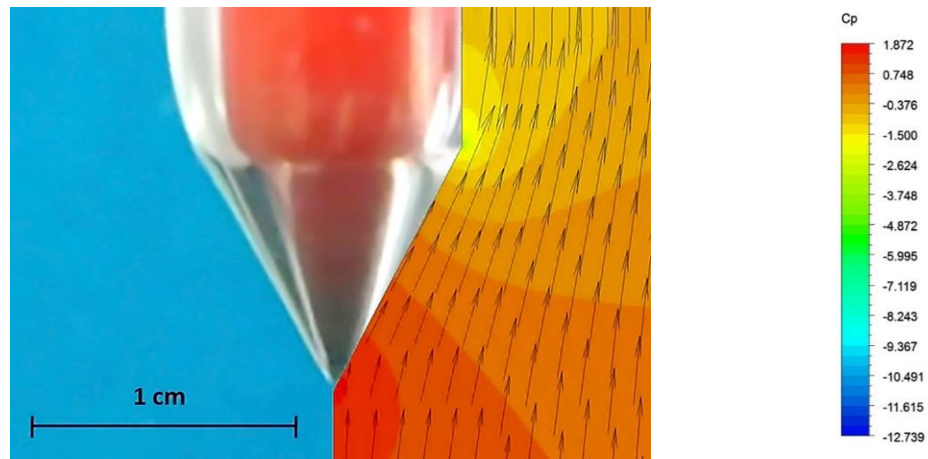


Figura 6.14 Distribución del coeficiente de presión (colores; adimensional) y distribución de velocidad (flechas; m/s) calculados en la vecindad de una probeta de base plana para agua fluyendo a 0.6 m/s [103], sobrepuestos en una imagen de la probeta durante el enfriamiento.

6.2 Cinemática del frente de mojado

Para calcular la velocidad del frente de mojado, se determinaron datos de posición y tiempo del frente de mojado a partir de imágenes extraídas de las videograbaciones; recuérdese que el frente de mojado es la intercara entre la zona de capa de vapor estable y la de nucleación y crecimiento de burbujas. A continuación se muestra un ejemplo de cómo se estima la velocidad del frente de mojado para un experimento con agua fluyendo a una velocidad de 0.6 m/s.

En la Tabla 6.2 se muestra un registro de los tiempos en los que el frente de mojado va pasando por posiciones de los termopares cercanos a la superficie; a la base del cono se le asignó el valor de 0 mm y 0 s. Los datos se promediaron (se cuenta con información de tres experimentos para cada velocidad de flujo), graficaron y se les ajustó a una regresión (para los experimentos de este trabajo siempre se obtuvo una regresión lineal) tal como se muestra en la Figura 6.15. La pendiente de la recta corresponde a la velocidad del frente de mojado.

Tabla 6.2 Tiempos a los que el frente de mojado se localiza en las posiciones de los termopares colocados en la parte cilíndrica de la probeta. Datos para un experimento con agua fluyendo a una velocidad de 0.6 m/s.

Posición	Distancia axial desde la base, mm	Posición en la regla (video), cm	Tiempo, s
Base del cono	0.00	13.40	0.00
TC3	8.50	12.55	2.04
TC4	25.50	10.85	5.26
TC5	42.50	9.15	8.44

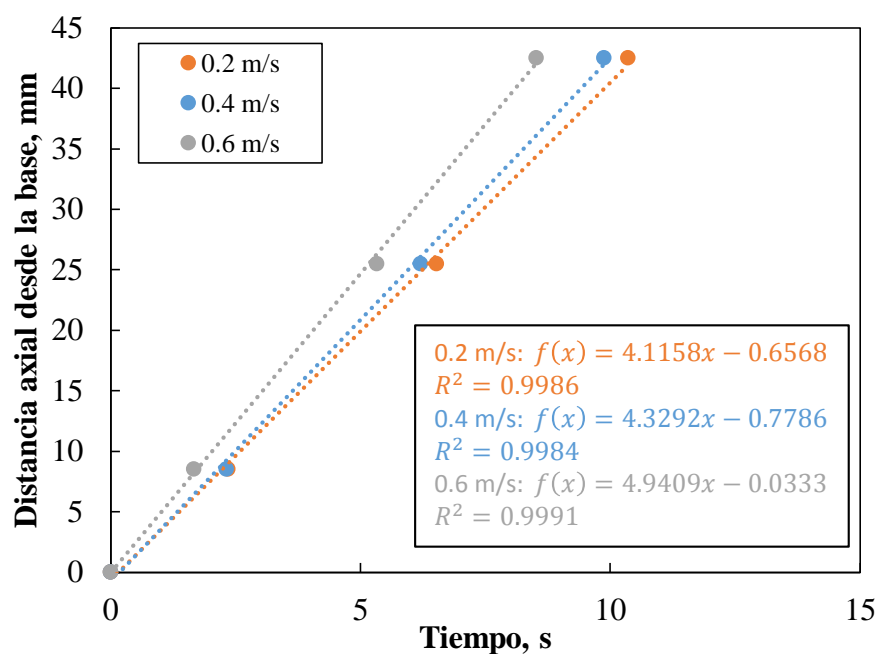


Figura 6.15 Posición del frente de mojado en función del tiempo durante un temple en agua a 60°C fluyendo a una velocidad de 0.6 m/s: símbolos (datos), líneas (regresión lineal).

Con las regresiones realizadas para cada experimento se observó que R^2 (coeficiente de determinación) tiene un valor muy cercano a 1 por lo cual la velocidad del frente de mojado es prácticamente constante durante toda la prueba. En el gráfico de la Figura 6.16 se observa el efecto de la velocidad de flujo del medio de temple sobre la velocidad de avance del frente

de mojado: conforme se incrementa la velocidad del fluido, también se incrementa la velocidad del frente de mojado.

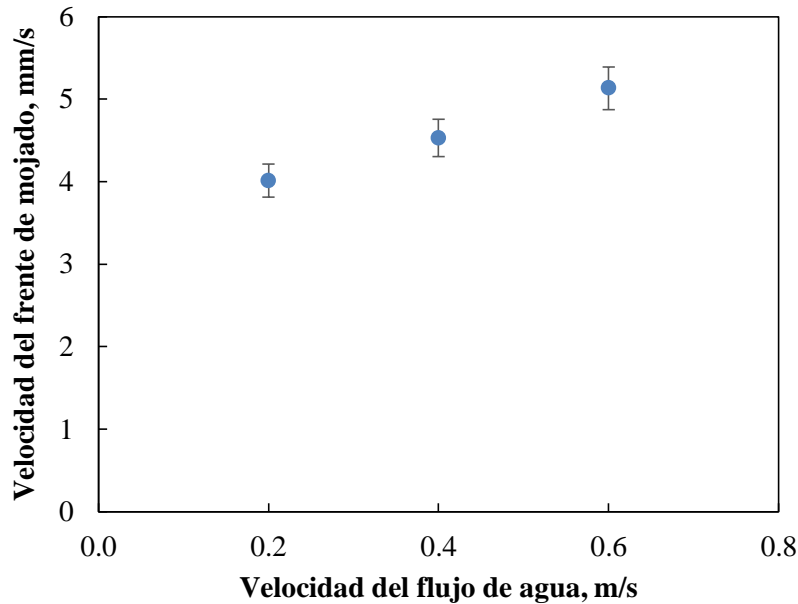


Figura 6.16 Velocidad de avance del frente de mojado como función de la velocidad de flujo. Los datos se grafican con su respectiva desviación estándar.

6.3 Flux de calor en la superficie (aproximación 1-D)

El *flux* de calor en la superficie es la cantidad de energía térmica (por unidad de tiempo y de área) que pasa de la probeta al medio de enfriamiento a través de la superficie de la misma; esta cantidad se estimó mediante el *software WinProbe* (ver Apéndice B); este programa emplea el método de solución del *IHCP* desarrollado por Beck *et al.* [83] bajo la suposición de flujo de calor 1-D.

Una de las características del método desarrollado por Beck es el concepto de “pasos de tiempo futuros” (r); este parámetro se emplea para reducir las fluctuaciones en los resultados debido a las mediciones experimentales con los termopares. En la Figura 6.17 se observan las 3 curvas de *flux* de calor en la superficie en función del tiempo para la posición del termopar TC4 con diferentes valores de r (tiempos futuros), empleándose una cantidad de 5

nodos en la dirección radial para discretizar a la región localizada entre la superficie lateral de la probeta y la posición del termopar ($n = 5$). Este análisis se realiza para los datos obtenidos durante un temple con un flujo de 0.6 m/s ya que ésta es la condición de enfriamiento más severa que se probó en este estudio. Para un valor de r igual a 2 la curva presenta ruido tanto al inicio como al final del enfriamiento por lo que este valor fue descartado. Para los valores de $r = 4$ y $r = 6$ se generan curvas de *flux* de calor sin la presencia de ruido; sin embargo para $r = 6$ la curva se suaviza más y se reduce el valor máximo que se alcanza en la etapa de ebullición nucleada; por lo que se escoge a $r = 4$ como la mejor condición para estimar la condición de frontera de *flux* de calor en la superficie para el resto de este documento.

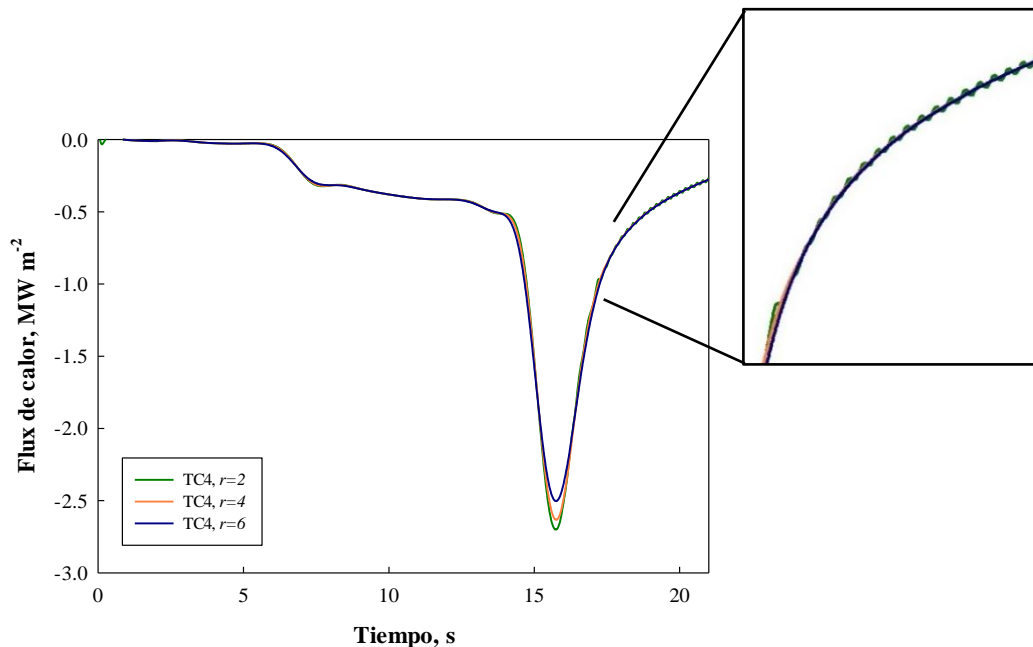


Figura 6.17 Historia de *flux* de calor 1-D en la superficie en la posición del termopar TC4 para tres valores del parámetro r (número de tiempos futuros) durante un temple en agua a 60°C, fluyendo a una velocidad de 0.6 m/s.

Una vez que se eligió el parámetro r más apropiado se estimó el *flux* de calor extraído de la probeta y la temperatura estimada de la superficie en cada instante de tiempo, considerando únicamente transporte de energía unidimensional (en dirección radial). El gráfico de la Figura 6.18 muestra la historia de *flux* de calor de la superficie (estimado) para los termopares

colocados en la sub-superficie de la región cilíndrica de la probeta para un enfriamiento con un flujo de 0.6 m/s.

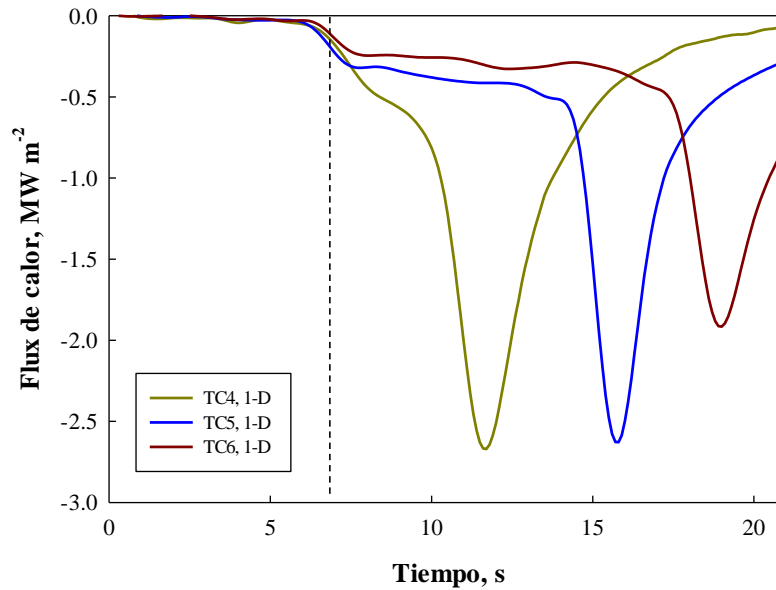


Figura 6.18 Flux de calor en la superficie en función del tiempo (estimación 1-D) para los termopares colocados cerca de la superficie de la probeta durante el temple con agua fluyendo a una velocidad de 0.6 m/s. La línea punteada indica el tiempo al cual la probeta llegó a su posición en el ducto.

En la primera parte de la gráfica la extracción de calor es prácticamente nula ya que la probeta aún se encuentra en la posición de calentamiento; una vez que la probeta sale del horno se observa un ligero aumento en el *flux* de calor debido al trayecto entre la posición del horno y la posición final en el ducto (indicada por la línea punteada). Después se observa un incremento en la densidad de flujo de calor que posteriormente se mantiene estable en un cierto intervalo de tiempo para cada termopar; esto indica la presencia de la capa de vapor. El comportamiento mostrado por los termopares TC4 y TC5 confirma que la capa de vapor es muy uniforme y que actúa como un aislante térmico entre la probeta y el medio de enfriamiento. Para el termopar TC3 esta etapa de enfriamiento no se establece por completo dado que el frente de mojado avanza de abajo hacia arriba y pasa primero por esta posición; además, la punta de la probeta actúa como un concentrador de extracción de calor. Una vez que el frente de mojado alcanza la posición del termopar TC3, el *flux* de calor aumenta

considerablemente. Este mismo comportamiento se observa con las curvas de los termopares TC4 y TC5 respectivamente. Respecto al *flux* máximo que se alcanza, éste es mayor para el termopar TC3 ($2.67 \times 10^6 \text{ W/m}^2$), intermedio para TC4 ($2.63 \times 10^6 \text{ W/m}^2$) y menor para el termopar TC5 ($1.92 \times 10^6 \text{ W/m}^2$).

6.4 Flux de calor en la superficie (aproximación 2-D)

La estimación del *flux* de calor en la superficie considerando transferencia de calor bidimensional (dirección axial y dirección radial) se realizó con el software *TmmFE* [105]; devolviendo a cada instante el *flux* de calor extraído de la probeta y la temperatura estimada de la superficie. El gráfico de la Figura 6.19 muestra la estimación de *flux* de calor con el modelo 2-D para un temple con agua fluyendo a 0.6 m/s (mismo experimento descrito en el caso 1-D).

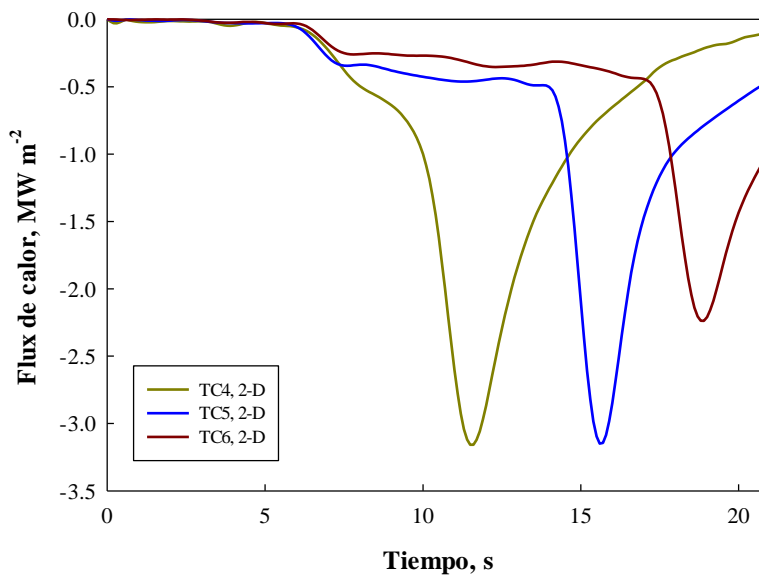


Figura 6.19 Flux de calor en la superficie en función del tiempo (estimación 2-D) para los termopares colocados cerca de la superficie de la probeta durante el temple con agua fluyendo a una velocidad de 0.6 m/s.

En el intervalo de tiempo de 0 a 5 s la probeta aún se encuentra en la posición de calentamiento y prácticamente no se pierde calor; posteriormente se transporta del horno hacia la posición de enfriamiento en el interior del ducto provocando un ligero aumento en el *flux* de calor. La duración de la capa de vapor para las tres posiciones de los termopares es prácticamente la misma que para su equivalente 1-D. En ambos casos el máximo *flux* de calor alcanzado para el termopar TC3 presenta el efecto de las perturbaciones cerca de la posición del vértice. Esto permite afirmar que ambas estimaciones reproducen fielmente la respuesta térmica de la probeta durante el enfriamiento.

Para comparar de mejor forma ambas estimaciones y determinar si existen diferencias entre una estimación y otra, ambas familias de curvas se grafican en la Figura 6.20. El dominio computacional fue dividido en 5 regiones (ver Figura 4., Capítulo 4) las cuales tienen en el centro un termopar en el cual se midió la historia térmica que alimenta al código que resuelve el *IHCP*. Para el caso de extracción de calor unidimensional (en dirección radial) el código estima la condición de *flux* de la superficie de manera independiente en región del sistema; en cambio el modelo en dos dimensiones (transporte en dirección radial y axial) contempla la extracción de calor de las regiones vecinas para realizar la estimación de *flux* de calor. Como consecuencia de esta consideración las curvas de *flux* de calor 2-D para la posición de un termopar deben “sentir” el efecto del enfriamiento de sus vecinos. Las regiones encerradas en color rojo, muestran este comportamiento.

Cuando el frente de mojado pasa por la posición del termopar TC4 y aumenta considerablemente la extracción de calor en esa región, la curva para TC3 (que ya se encuentra en la etapa de enfriamiento por convección forzada) “siente” el enfriamiento súbito de su vecino y modifica ligeramente su comportamiento. Este mismo efecto se produce en el termopar TC4 cuando ocurre el enfriamiento súbito en TC5.

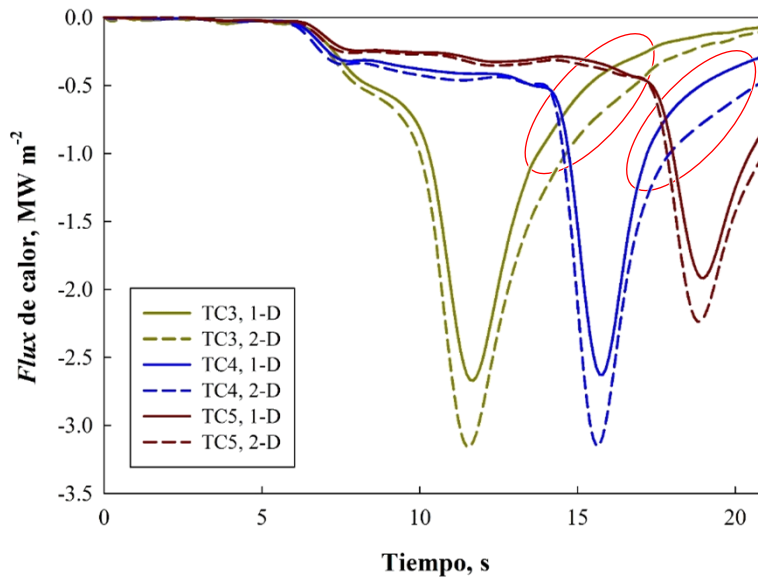


Figura 6.20 Historias de *flux* de calor estimadas (1-D: línea sólida, 2-D: línea punteada) para las posiciones de TC1, TC2 y TC3 durante el temple en agua fluyendo a una velocidad de 0.6 m/s.

Respecto al *flux* de calor máximo que se alcanza se observa que los valores estimados con el modelo 1-D están por debajo de los estimados con el modelo 2-D. En primera instancia se esperaba que los valores de *flux* de calor estimados bajo la suposición de extracción de calor 1-D estuvieran sobreestimados y que al considerar dos dimensiones estos valores se ajustarían. Esto puede deberse a que en el algoritmo de *TmmFE* cada sub-dominio tiene asociado una función que caracteriza la extracción de calor en dicha región y no una función continua a lo largo de toda la superficie de la probeta. Los valores de *flux* máximo se reportan en la Tabla 6.3.

Tabla 6.3 Valores de *flux* de calor máximo estimado para los termopares de la región cilíndrica de la probeta para el temple a distintas velocidades de flujo de agua.

Termopar	<i>Flux</i> de calor máximo estimado 1-D, MW m ⁻²	<i>Flux</i> de calor máximo estimado 2-D, MW m ⁻²
TC3	2.67	3.16
TC4	2.63	3.14
TC5	1.92	2.24

Adicionalmente, al comparar la forma de las curvas de *flux* de calor (1-D y 2-D) con la forma que presentan las curvas de historia de rapidez de enfriamiento, se observa que son muy parecidas. La principal diferencia entre estas familias de curvas estriba en el tipo de información que proporcionan durante el enfriamiento. Mientras que las curvas de *flux* de calor en la superficie permiten obtener la cantidad de calor (por unidad de área) que se extrae por unidad de área expuesta; las curvas de rapidez de enfriamiento solo muestran el comportamiento térmico en la posición de un termopar que se encuentra en el interior de la probeta. Desde luego que los valores de rapidez de enfriamiento son más sencillos de calcular que los valores de *flux* de calor en la superficie, sin embargo su utilidad es muy limitada.

6.5 Verificación y validación del modelo matemático para estimar el *flux* de calor

El esquema de verificación y validación adoptado para este trabajo, se basa en la comparación de la respuesta térmica calculada (a partir de la condición de frontera térmica estimada con el *software TmmFE*) contra la respuesta térmica medida. A continuación se analizan los resultados obtenidos para los valores mínimo y máximo de velocidad de fluido considerados en este estudio.

La verificación del modelo se realizó comparando las curvas de enfriamiento medidas con las curvas de enfriamiento estimadas (a partir de la condición de frontera térmica), para las posiciones de los termopares colocados en la sub-superficie de la probeta (mismos con los que se realizó la estimación del *flux* de calor). En la Figura 6.21 se grafican las parejas de respuestas térmicas correspondientes al enfriamiento súbito con agua a fluyendo a 0.6 m/s; se observa que las historias térmicas estimadas son consistentes con la respuesta térmica medida durante el enfriamiento.

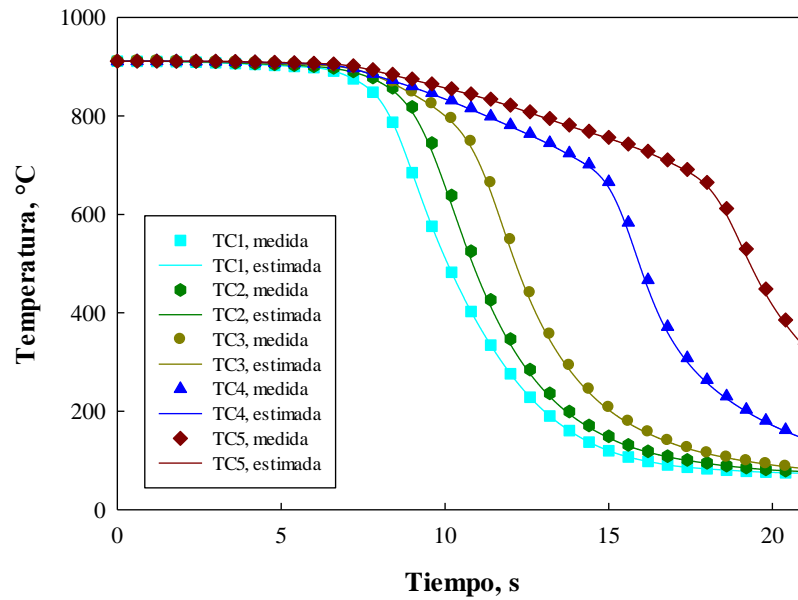


Figura 6.21 Curvas de enfriamiento medidas (símbolos) y estimadas (líneas), considerando flujo de calor 2-D para los termopares colocados en la sub-superficie durante un temple con agua a 60°C fluyendo a 0.6 m/s.

Para cuantificar la diferencia que existe entre las curvas de enfriamiento medidas y las curvas estimadas con el modelo matemático (dado que por comparación visual no se aprecian diferencias significativas), se empleó la raíz del error cuadrático medio (*RMSE*, por sus siglas en inglés) que se calcula con la siguiente ecuación:

$$RMSE = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (Y_i - \hat{Y}_i)^2}$$

Donde n es el número de mediciones, Y_i son los valores de temperatura medidos y \hat{Y}_i son los valores de temperatura estimados.

En la Tabla 6.4 se presentan los valores de *RMSE* asociados a la predicción de las curvas de enfriamiento empleadas en la verificación del modelo matemático

Tabla 6.4 Valores de la raíz del error cuadrático medio, *RMSE*, para las curvas de enfriamiento medidas (con de los termopares de sub-superficie) contra las curvas de enfriamiento calculadas con el *software TmmFE*.

Termopar	<i>RMSE</i>, °C
TC1	6.75
TC2	6.70
TC3	6.48
TC4	5.84
TC5	4.63

Con el *RMSE* se cuantifica el error en las predicciones del modelo matemático en términos de las unidades de la variable estimada (temperatura); los valores de la Tabla 6.4 indican que se tiene un valor de *RMSE* de 6.75 °C en la predicción; tomando en cuenta que el enfriamiento va de 900°C hasta 60°C (840°C aproximadamente), ese error equivale a un 0.80% de la escala, por lo que es posible asegurar que el modelo matemático considerado es capaz de reproducir con exactitud el comportamiento del sistema real. Además, este resultado corresponde a la condición enfriamiento más drástica, razón por la cual los otros valores de *RMSE* son menores.

En el esquema de validación, se calculó la respuesta térmica en dos posiciones distintas a la de los termopares de la sub-superficie. Estas posiciones corresponden a las respuestas térmicas medidas con los termopares TC6 y TC7. El termopar TC6 se encuentra a una distancia de 1/8 in del centro de la probeta, a una profundidad de 43 mm. Esta posición se localiza en la frontera entre dos sub-dominios (w_3 y w_4). El termopar TC7 se colocó también en la misma posición radial pero a una profundidad de 51.5 mm; esta posición se localiza en el centro del subdominio w_3 (ver Figura 6.22).

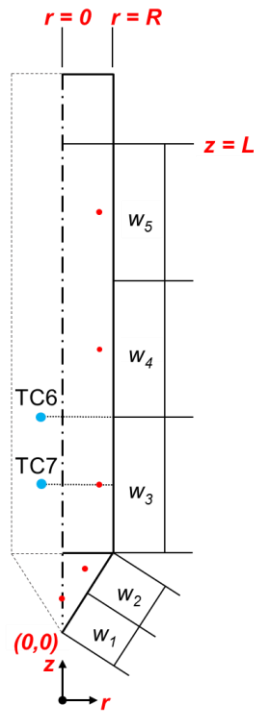


Figura 6.22 Esquema representativo que muestra las posiciones de los termopares empleados para validar la estimación del *flux* de calor 2-D (puntos en color azul).

Para evaluar la capacidad predictiva del modelo matemático, a continuación se representan gráficamente los valores de temperatura medidos frente a los valores de temperatura estimados, mostrando la distribución de los puntos alrededor de la recta 1:1 o de ajuste perfecto. Asimismo se reporta el *RMSE* correspondiente.

En la Figura 6.23 se grafican los valores medidos y estimados (el *software TmmFE*) para la posición del termopar TC6. Las respuestas térmicas de la Figura 6.23 presentan discrepancias. En la primera parte de las curvas de enfriamiento (hasta los 7 s aproximadamente) el comportamiento entre ambas respuestas es muy similar. Posteriormente, cuando se presenta un descenso moderado de la temperatura las curvas comienzan a separarse, hasta que a los 13 s la curva de enfriamiento calculada presenta un punto de inflexión y se desvía del comportamiento mostrado por la historia térmica medida.

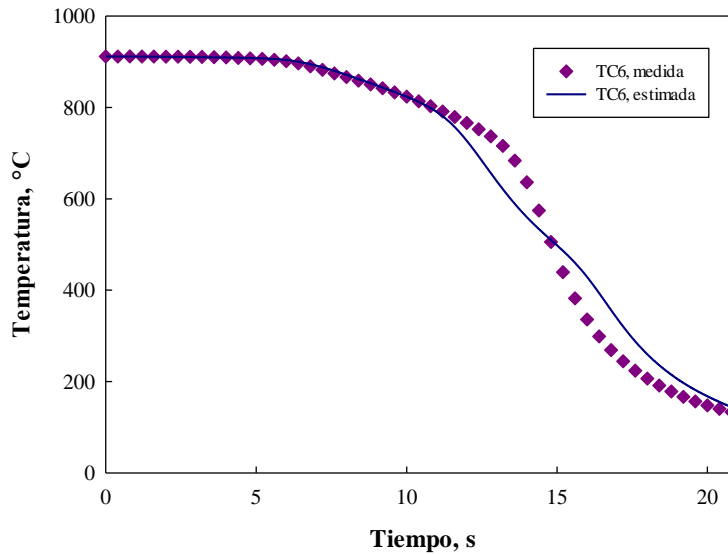


Figura 6.23 Curva de enfriamiento medida (puntos) y curva de enfriamiento estimada (línea) para la posición del termopar TC6 durante el temple en agua a 60°C, fluyendo a 0.2 m/s.

Al graficar ambas temperaturas y ajustar una línea recta, el coeficiente de correlación (R^2) tiene un valor de 0.9832 (ver Figura 6.24), pero con regiones de grandes discrepancias; adicionalmente, el *RMSE* calculado es de 41.1°C. Con base a esta información, puede decirse que para esta posición el modelo no reproduce correctamente el comportamiento del sistema.

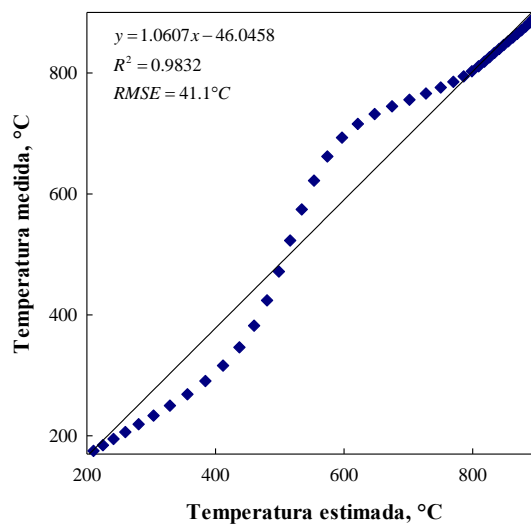


Figura 6.24 Gráfico de temperatura calculada vs. Temperatura medida para el termopar TC6 durante el temple en agua fluyendo a 0.2 m/s: símbolos (datos), líneas (regresión lineal).

Para determinar la causa de este comportamiento se graficó la rapidez de enfriamiento local de la curva de enfriamiento estimada en función del tiempo (ver Figura 6.25).

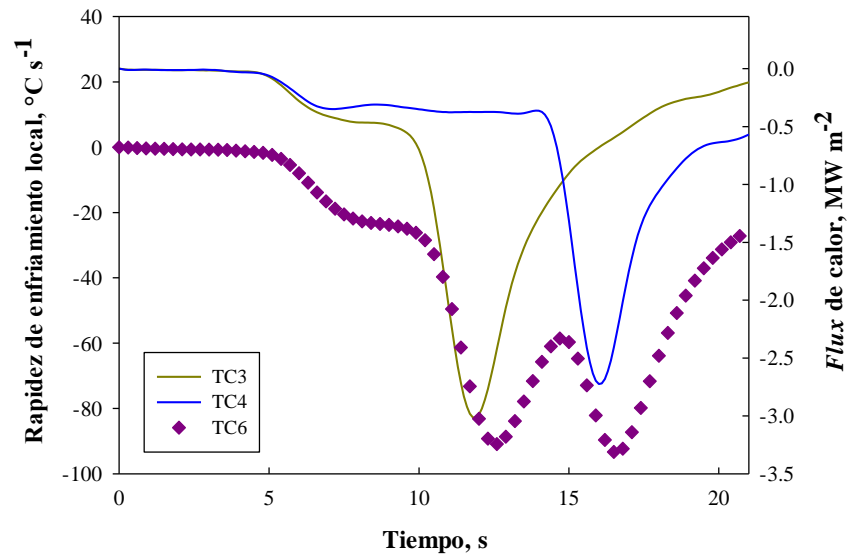


Figura 6.25 Curva de rapidez de enfriamiento en función del tiempo (puntos), para la respuesta térmica estimada para el termopar TC6 durante el temple en agua a 60°C, fluyendo a una velocidad de 0.2 m/s. Se superponen las curvas de *flux* de calor de la superficie (estimados 2-D) para TC3 y TC4 (líneas).

La curva de rapidez de enfriamiento local, muestra la presencia de dos máximos (en valor absoluto) en los valores de rapidez de enfriamiento (a 12.7 s y 16.7 s respectivamente) y entre éstos un mínimo local (15.0 s); esto explica la presencia del punto de inflexión en la curva de enfriamiento de la Figura 6.23. Para determinar la razón de estas variaciones en la rapidez de enfriamiento, en la Figura 6.25 se han superpuesto las historias de *flux* de calor estimado para las dos regiones entre las cuales se encuentra la posición del termopar TC6. Claramente se observa que los picos de *flux* de calor máximo para TC3 y TC4 coinciden prácticamente con los máximos (en valor absoluto) en la rapidez de enfriamiento (ligeramente desplazados a tiempos menores ya que están estimados en la superficie) y que el máximo corresponde al punto en que TC3 ya se ha enfriado y TC4 recién comienza a enfriarse. Esta respuesta se debe a que el algoritmo de *TmmFE* asocia una función local que caracteriza la extracción de calor por región y a que esa función es constante (para un tiempo dado).

En el gráfico de la Figura 6.26 se presentan dos curvas de enfriamiento: la curva (con puntos) que corresponde a la historia térmica medida y la curva que corresponde a la historia térmica calculada con el software *Abaqus* (con línea) para la posición de validación TC7 durante un temple con agua fluyendo a una velocidad de 0.2 m/s.

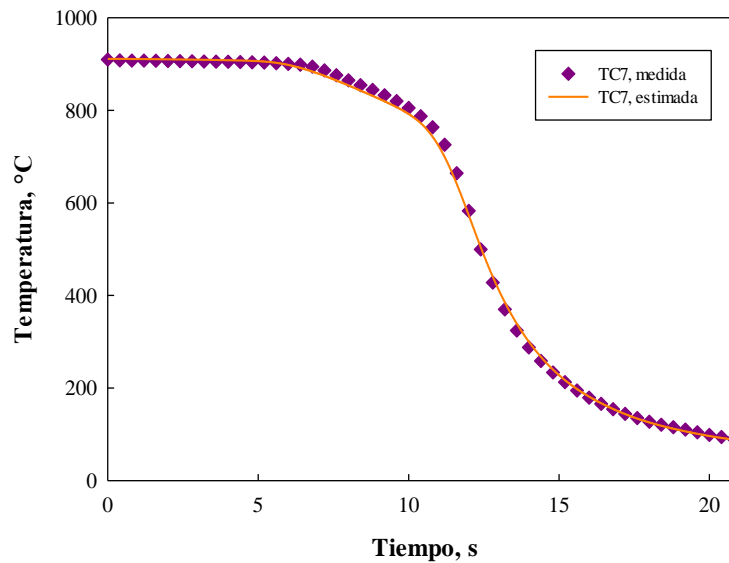


Figura 6.26 Curva de enfriamiento medida (puntos) y curva de enfriamiento estimada (línea) para la posición del termopar TC7 durante el temple en agua a 60°C, fluyendo a 0.2 m/s.

Se observa que las respuestas térmicas son muy similares. Para determinar si existe diferencia entre ambas, se graficaron y se ajustó una línea recta (ver Figura 6.27). Para esta posición de validación el coeficiente de correlación (R^2) tiene un valor muy cercano a 1 y el *RMSE* calculado tiene un valor de 8.02°C. Esto significa que no existe diferencia significativa entre ambas curvas, por lo cual es posible asegurar que el modelo matemático considerado predice con gran exactitud la evolución del campo térmico en la probeta para la posición TC7.

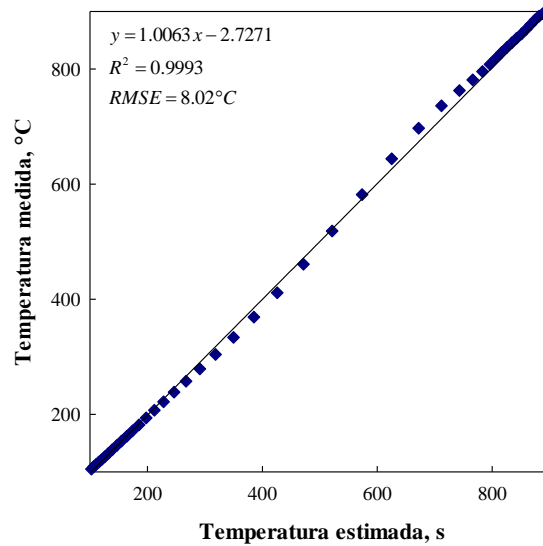


Figura 6.27 Gráfico de temperatura calculada vs. Temperatura medida para el termopar TC7 durante el temple en agua fluyendo a 0.2 m/s: símbolos (datos), líneas (regresión lineal).

La curva de rapidez de enfriamiento de la Figura 6.28, muestra solamente un valor máximo (en valor absoluto) de rapidez de enfriamiento (a los 12.0 s); al superponer la historia del *flux* de calor para la región w_3 se observa que coincide con el máximo valor de *flux* de calor.

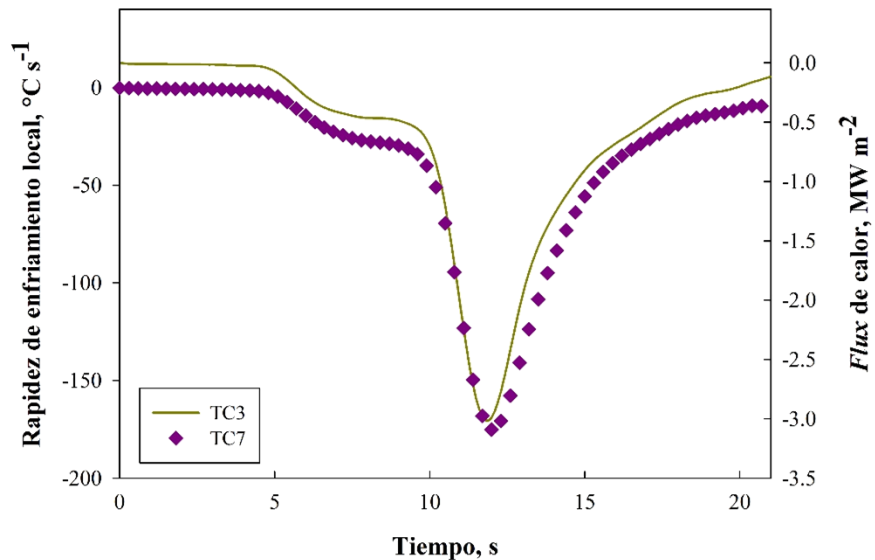


Figura 6.28 Curva de rapidez de enfriamiento, en función del tiempo (puntos), para la respuesta térmica estimada para el termopar TC7 durante el temple en agua fluyendo a una velocidad de 0.2 m/s. Se superpone la curva de historia de *flux* de calor de la superficie (estimado 2-D) para TC3 (línea).

Los resultados de la validación del modelo matemático para una velocidad de agua de 0.6 m/s, se muestran en los gráficos de las Figuras 6.29 y 6.30; en general se observan un comportamiento equivalente al descrito para el caso del enfriamiento con agua fluyendo a 0.2 m/s, por lo que las conclusiones obtenidas a partir del análisis realizado aplican también para esta condición de flujo.

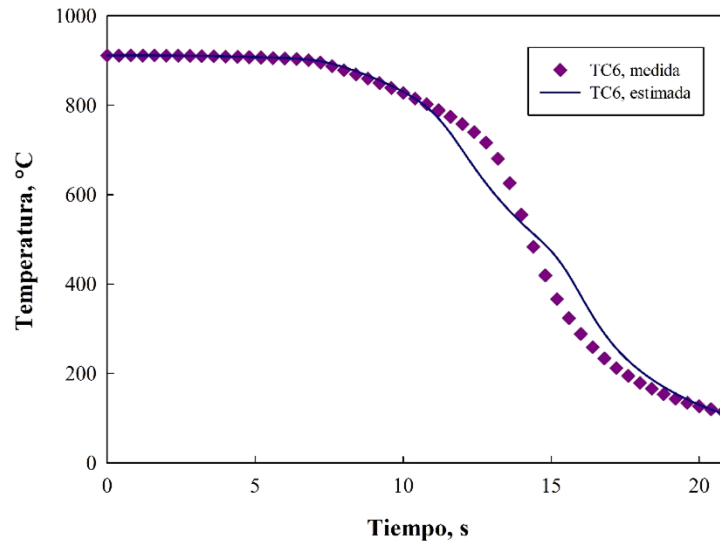


Figura 6.29 Curva de enfriamiento medida (puntos) y curva de enfriamiento estimada (línea) para la posición del termopar TC6 durante el temple en agua a 60°C, fluyendo a 0.6 m/s.

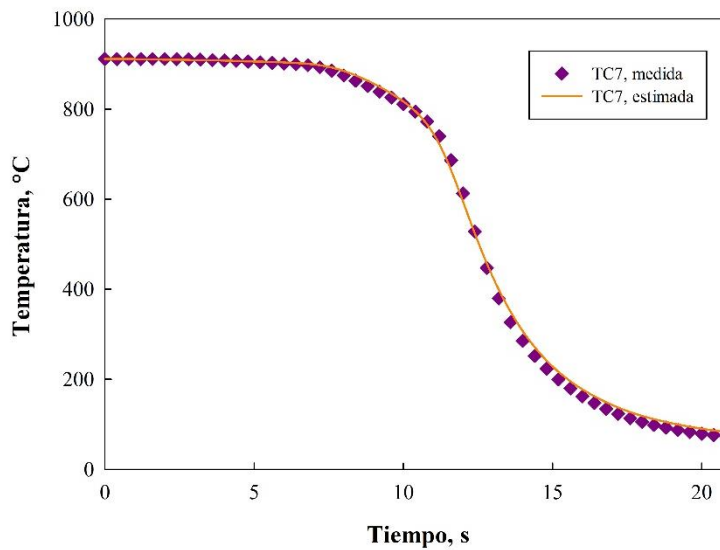


Figura 6.30 Curva de enfriamiento medida (puntos) y curva de enfriamiento estimada (línea) para la posición del termopar TC7 durante el temple en agua a 60°C, fluyendo a 0.6 m/s.

Tabla 6.5 Parámetros calculados para la validación del modelo matemático para una velocidad de flujo de agua de 0.6 m/s.

Termopar	R^2	$RMSE$
TC6	0.9860	39.96°C
TC7	0.9995	9.31°C

Dado que las respuestas térmicas calculadas en las posiciones de los termopares de la sub-superficie y en la posición del termopar de validación TC7 para las tres condiciones de flujo estudiadas no presentan diferencia significativa al compararlas contra sus equivalentes medidas, y que la forma del *flux* de calor es similar a la forma que tiene la historia de rapidez de enfriamiento, es posible considerar que el modelo matemático es válido, con la reserva de que se modifique la condición antes descrita para las posiciones localizadas en la frontera de los sub-dominios.

6.6 Evolución de los campos térmico y de *flux* de calor

Con los resultados del *flux* de calor estimado con el modelo 1-D se aplicó una solución analítica (ver ecuación 2.14) para obtener la evolución del campo térmico. Esta solución aplica para condiciones de frontera lineales, propiedades termofísicas constantes y geometrías simples; además, la condición de frontera debe ser de coeficiente de transferencia de calor especificado. A partir de la estimación de *flux* de calor 1-D se calculó el coeficiente de transferencia de calor aplicando la ley de enfriamiento de Newton. En el gráfico de la Figura 6.31 se muestra la evolución del coeficiente de transferencia de calor para la región w_3 y una velocidad del agua de 0.6 m/s.

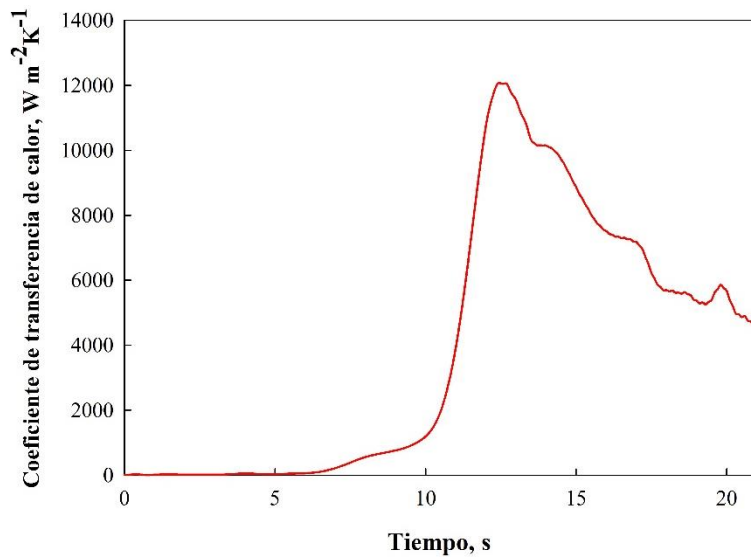


Figura 6.31 Evolución del coeficiente de transferencia de calor durante un temple en agua fluyendo a 0.6 m/s.

Dado que la solución analítica requiere un valor constante de coeficiente de transferencia de calor, se tomó un promedio aplicando el teorema de valor medio; el resultado del cálculo fue de $3885.37 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$. Para realizar la comparación de las historias térmicas se empleó el subdominio w_3 (que corresponde a la posición del termopar TC7); la respuestas térmicas se grafican en la Figura 6.32.

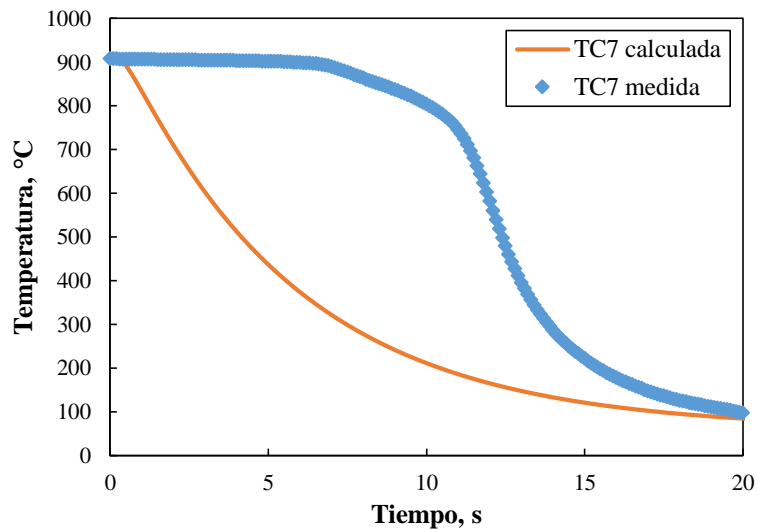


Figura 6.32 Curva de enfriamiento medida (puntos) y curva de enfriamiento estimada 1-D (línea) para la posición del termopar TC7 durante el temple en agua a 60°C , fluyendo a 0.2 m/s.

En el gráfico anterior se observan claramente las limitaciones de la solución analítica; principalmente que no considera la presencia de los distintos fenómenos de ebullición en la superficie (película de vapor, enfriamiento en presencia de burbujas y enfriamiento por convección forzada), lo que provoca diferencias significativas entre los valores medidos y calculados.

Por otra parte, con el *software Abaqus* se calcularon los campos de interés al interior de la probeta para el sistema con flujo de calor 2-D. Las Figuras 6.33 y 6.34 presentan los contornos de temperatura a distintos tiempos para dos condiciones de flujo: 0.2 y 0.6 m/s respectivamente. Estos contornos muestran el efecto de la velocidad del fluido en la respuesta térmica de la probeta. En general se observa que conforme se aumenta la velocidad del fluido la probeta se enfría con mayor rapidez. También es posible observar que la superficie de la probeta siempre está a una temperatura menor que el centro, mostrando que el sólido presenta una resistencia interna (por conducción) al flujo de calor considerable.

La región cercana a la base de la probeta muestra el efecto que tiene la geometría de la punta durante el enfriamiento; al considerar un modelo 2-D permite evidenciar la presencia de un gradiente térmico en dirección axial. Esto confirma que la punta es un extractor eficiente de calor. La región del vértice también es un punto de extracción de calor; como se discutió previamente debido a las condiciones hidrodinámicas la capa de vapor presenta perturbaciones que provocan un enfriamiento en esa posición.

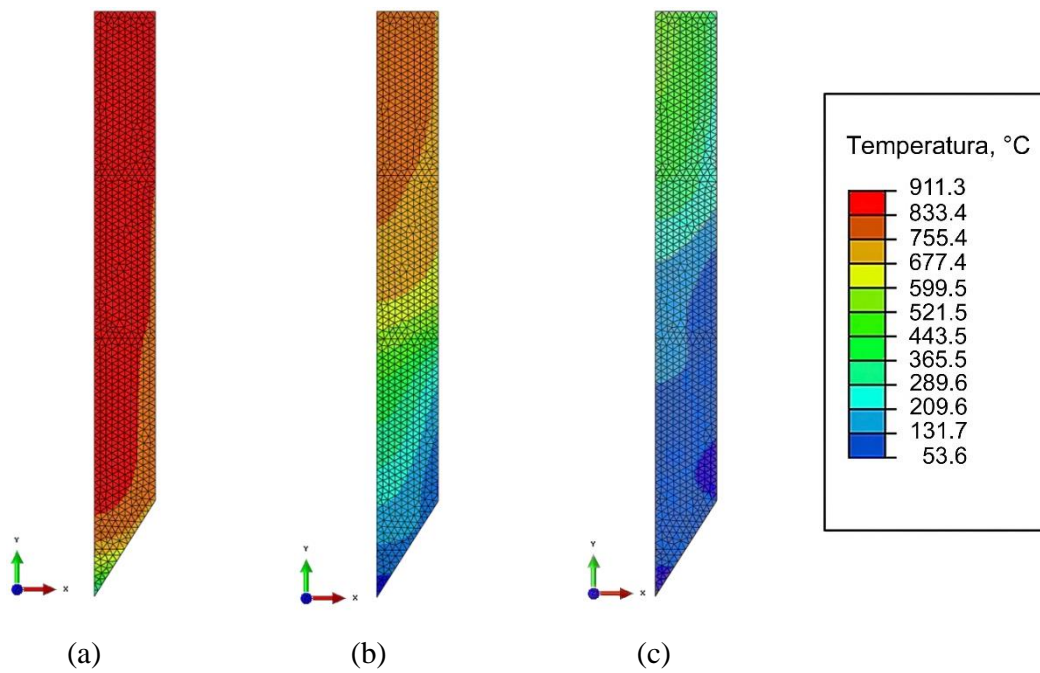


Figura 6.33 Contornos de temperatura computados en el interior de la probeta durante el temple con agua fluyendo a una velocidad de 0.2 m/s para: a) 8.0 s, b) 14.0 s y c) 20 s (tiempo referido al inicio de la simulación).

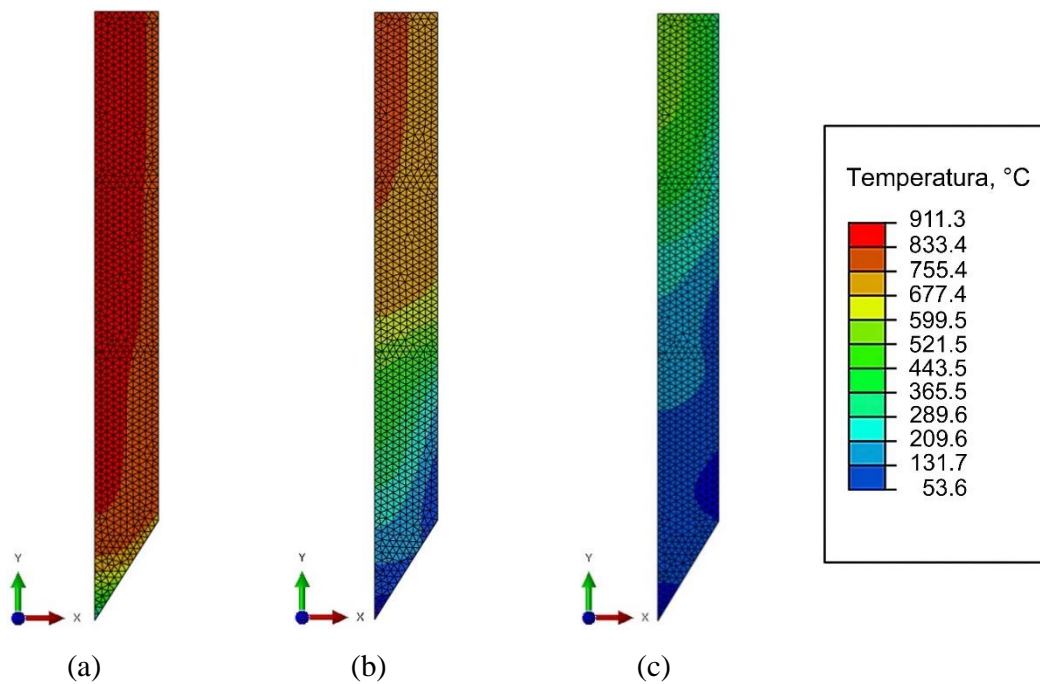


Figura 6.34 Contornos de temperatura computados en el interior de la probeta durante el temple con agua fluyendo a una velocidad de 0.6 m/s para: a) 8.0 s, b) 14.0 s y c) 20 s (tiempo referido al inicio de la simulación).

La Figura 6.35 muestra los contornos de *flux* de calor al interior de la probeta a distintos tiempos durante el temple con una velocidad del fluido de 0.6 m/s. Los valores corresponden a cálculos realizados internamente en *Abaqus*, basados en la Ley de Fourier. Se observa claramente como la zona de mayor extracción de calor (contornos en color rojo) se desplaza de forma ascendente a lo largo de la superficie de la probeta correspondiendo con el movimiento descrito previamente del frente de mojado. Esto confirma que el modelo representa el comportamiento del sistema real. Sin embargo, en la región de transición entre los subdominios ocurre con un “salto”. Este “salto” no se presenta en el sistema real y por lo tanto la posición de validación TC6 no reproduce correctamente la historia térmica.

Asimismo los contornos permiten observar el efecto de considerar dos dimensiones en la extracción de calor, en particular en la región cercana a la punta. Esta distribución del *flux* provoca el gradiente térmico observado en las imágenes de los contornos de temperatura.

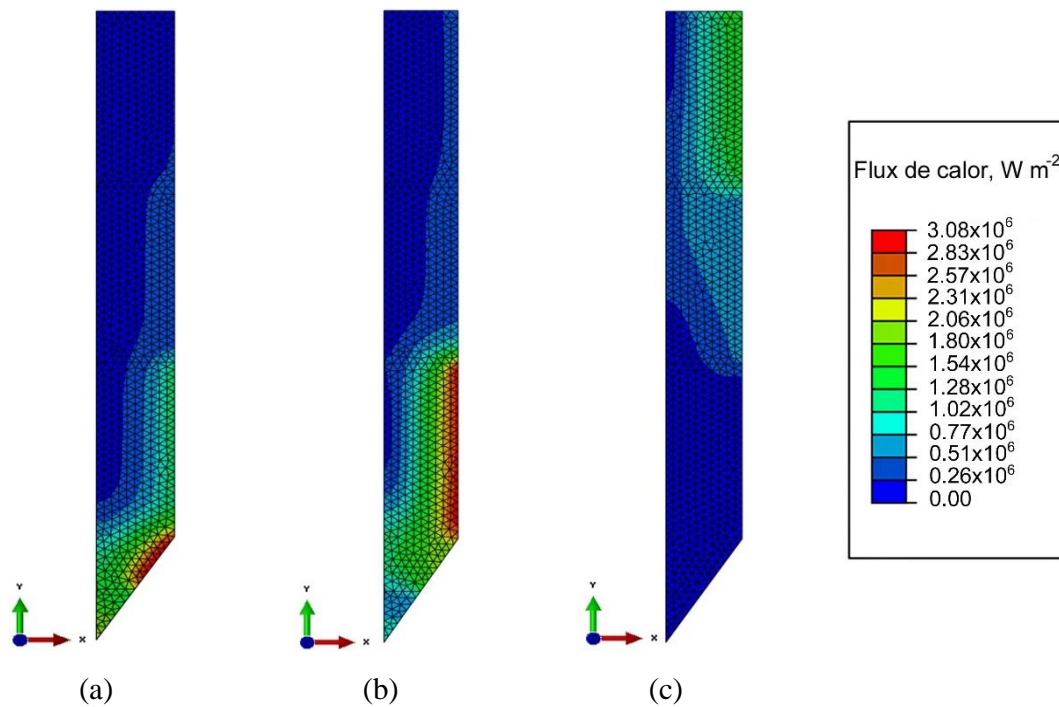


Figura 6.35 Contornos de *flux* de calor computados en el interior de la probeta durante el temple con agua fluyendo a una velocidad de 0.6 m/s para: a) 8.0 s, b) 14.0 s y c) 20 s (tiempo referido al inicio de la simulación).

7 Conclusiones

En este trabajo se estimó la condición de frontera térmica bajo la suposición de flujo de calor bidimensional durante el temple por convección forzada de probetas con base cónica fabricadas con acero inoxidable AISI 304. A partir de los resultados y el análisis de los mismos se concluye que:

- El dispositivo experimental construido para este estudio, basado en trabajos previos, permitió obtener mediciones y observaciones con una gran calidad.
- A pesar de las oscilaciones y perturbaciones que presenta la capa de vapor, producto de las condiciones hidrodinámicas en la vecindad de la probeta, la forma del frente de mojado fue lo suficientemente simétrica para todas las condiciones experimentales, por lo cual se comprueba que la probeta cilíndrica con punta cónica es una excelente opción para caracterizar medios de enfriamiento volátiles.
- La velocidad de avance del frente de mojado fue constante para todas las condiciones de flujo que se probaron. A mayores velocidades de medio de temple, se incrementa la velocidad de avance del frente de mojado, resultando en un enfriamiento más súbito de la probeta tratada.
- El esquema de validación propuesto se implementó de manera satisfactoria y mostró que el modelo matemático considerado genera información correcta para simular la evolución del campo térmico en la probeta.
- La comparación de la respuesta térmica calculada contra la respuesta térmica experimental para la posición entre dos subdominios del sistema mostró que el código que resuelve el problema inverso tiene una restricción al realizar la estimación de la condición de frontera.
- Los contornos de temperatura computados confirmaron que la geometría de la punta provoca que la extracción de calor en esa región sea muy eficiente.
- Los valores de *flux* de calor estimados suponiendo extracción de calor 1-D ó 2-D no presentaron una diferencia significativa entre sí.

8 Recomendaciones y trabajo futuro

Con base en los resultados obtenidos en este trabajo, se recomienda modificar la geometría de los estándares internacionales para la caracterización de medios de temple volátiles; la probeta con punta cónica constituye una alternativa viable para realizar dichos ensayos debido a las favorables condiciones hidrodinámicas del fluido en movimiento. Asimismo, se recomienda instrumentar las probetas para ensayos de laboratorio cerca de la superficie y no en el centro geométrico, como se realiza comúnmente. Para el caso de la probeta con punta cónica la posición del termopar TC4 (34.50 mm) es la mejor opción, ya que está retirada de la zona del cople y de las perturbaciones debidas al vértice de la punta; se recomienda utilizar una distancia de la superficie al centro del barreno del termopar de 2.38 mm. En cuanto a la frecuencia de adquisición de datos, 10 lecturas por segundo es una frecuencia adecuada para realizar este tipo de ensayos.

Como trabajo a futuro se propone realizar experimentos con probetas de punta cónica variando el ángulo de la punta, para determinar si éste parámetro tiene algún efecto sobre las perturbaciones en la capa de vapor que se observaron en este estudio. Por otra parte, es necesario realizar las modificaciones necesarias para que el código del *software TmmFE* asocie una función continua en toda la superficie para caracterizar la extracción de calor, eliminando así los errores observados en los límites de los subdominios que se generan debido a que a cada subdominio se le asocia un valor constante de *flux* de calor a un tiempo dado. Finalmente, sería conveniente extender el rango de calibración de los termopares.

9 Referencias

1. Wertime, T. "The beginnings of metallurgy: A new look". *Science*, Vol. 182 (4115), 1973, pp. 875-887.
2. Mackenzie, D. "History of Quenching". *International Heat Treatment & Surface Engineering*, Vol. 2 (2), 2008, pp. 68-73.
3. Vergara-Hernández H.J., Hernández-Morales B., A Novel Probe Design to Study Wetting Front Kinematics during Forced Convective Quenching, *Exp. Therm. Fluid Sci.*, Vol 33, 2009, p 797–807.
4. Bates C.E., Totten G.E. y Brennan R.L., "Quenching of steel", *ASM Handbook*, Vol. 4, Heat Treating, ASM International, Materials Park, Ohio, 1991, pp. 67–120.
5. Apraiz J., "Tratamientos Térmicos de los aceros". 8a ed. España, CIE Inversiones Editoriales Dossat, 2000, pp. 21-32.
6. Nishiyama, Z. *Martensitic Transformation*, Ed. M. Fine, M. Meshi y C. Wayman, Academic Press, 1978.
7. Christian, J.W., Crystallographic theories, interface structures, and transformation mechanisms. *Metallurgical and Materials Transactions* 25A, 1994, pp. 1821-1839.
8. Krauss G., "Martensitic Transformation, Structure and Properties in Hardenable Steels, Hardenability Concepts with Applications to Steel" AIME, Warrendale, PA, 1978, pp. 229-248.
9. Krauss, G. "Principles of Heat Treatment of Steel". 1a ed. EUA, ASM Internacional, 1989, pp. 141-143.
10. Boyer, H., y Cary, P. "Quenching and Control of Distortion". 1a ed. Universidad de Michigan, EUA, ASM International, 1988, pp. 12-15.
11. Hernández-Morales, B., "Characterization of Heat Transfer during Quenching," *ASM Handbook*, Vol. 4A, Steel Heat Treating Fundamentals and Processes, J. L. Dossett and G. E. Totten, Eds., ASM International, Materials Park, OH, 2013, pp. 158–175.
12. Tensi, H., Stich, A., y Totten, G. "Fundamentals about quenching by submerging". *Proceedings of International Heat Treating Conference: Equipment and Processes*. 1994, pp. 243-251.

13. Totten, G., Bates, C., y Clinton, N. "Handbook of Quenchants and Quenching Technology". EUA, ASM International, 1993, pp. 69-72.
14. Bodin, J. y Segerberg, S. "Measurement and Evaluation of the Quenching Power of Quenching Media for Hardening," Proceedings of the First International Conference on Quenching & Control of Distortion, 1992, pp. 22–25.
15. ASTM International, Standard Test Methods for Determining Hardenability of Steel, A255-10.
16. ASTM D3520-88(1998), Standard Test Method for Quenching Time of Heat-Treating Fluids (Magnetic Quenchometer Method) (Withdrawn 2008), ASTM International, West Conshohocken, PA, 1998.
17. Lišcic B., y Totten G. E., "From GM Quenchometer via Cooling Curve Analysis to Temperature Gradient Method", Proceedings of The 18th Heat Treating Conference, ASM International, Chicago, Illinois, 1999, pp. 601-609.
18. ASTM D6200-01(2012), Standard Test Method for Determination of Cooling Characteristics of Quench Oils by Cooling Curve Analysis, ASTM International, West Conshohocken, PA, 2012.
19. ASTM D3874 - 13 Standard Test Method for Ignition of Materials by Hot Wire Sources, ASTM International, Book of Standards Volume: 10.02.
20. Totten G.E., Dakins M.E., y Heins R.W., "Cooling curve analysis of synthetic quenchants-A historical perspective", Journal of Heat Treating, Vol. 6, No 2, 1988, pp. 87-95.
21. <https://shubbakom.wordpress.com/2014/03/21/hardenability-and-jominy-test/>
Consultada el 10 de noviembre de 2014.
22. Reddy A.V., Akers D.A., Chuzhoy L., Pershing M.A., y Woldow R.A, "Development of a Method to Evaluate Commercial Quenches", From: Heat Treating 2000: Proceedings of the 20th Conference (ASM International), Published: February 01, 2001, pp. 854 - 857 (4).
23. M.A. Grossman, M. Asimow y S.F. Urban,—Hardenability, Its Relationship to Quenching and Some Qualitative Data, Hardenability of Steel, American Society for Metals, Metals Park, OH, 1939, p. 237-249.

24. G.E. Totten, G.M. Webster, C.E. Bates, S.W. Han and S.H. Kang, "Limitations of the Use of Grossman Quench Severity Factors", in 17th Heat Treating Society Conference Proceedings Including the 1st International Induction Heat Treating Symposium, Eds., D. Milam, D. Poteet, G. Pfaffmann, W. Albert, A. Muhlbauer and V. Rudnev, ASM International, Materials Park, OH, 1997, pp. 411-422.
25. <http://extra.ivf.se/smartquench/> Consultada en Octubre de 2014.
26. S. Segerberg, J. Bodin y I. Felde, —A New, Advanced System for Safeguarding the Performance of the Quenching Process, Proceedings of the Fourth International Conference on Quenching and the Control of Distortion, 20-23 May 2003, Beijing.
27. Japanese Industrial Standard. Heat Treating Oils, JIS K 2242-1997, Japanese Standards Association, Tokyo, Japan.
28. M. Narazaki, M. Tajima, S. Asada, K. Ichitani, H. Yokota, M. Tanaka and Y. Watanabe "Development of New Silver Probe for Cooling Power Test of Polymer Quenchants" Transactions of Materials and Heat Treatment, Vol. 25, No. 5, (2004-10).
29. ISO 9950: Industrial Quenching Oils—Determination of Cooling Characteristics—Nickel-Alloy Probe Test Method, International Organization for Standardization, Geneva, Switzerland, 1995.
30. Liscic B., and Filetin T., Computer-Aided Evaluation of Quenching Intensity and Prediction of Hardness Distribution, J. Heat Treat. Vol. 5 (No. 2), 1988, pp. 115-124.
31. <http://qrc.fsb.hr/about-qrc/temperature-gradient-quenching-analysis-system/> Consultada en Septiembre 2014.
32. Gür C.H., and Şimşir C., "Simulation of Quenching: A Review," Materials Performance and Characterization, Vol. 1, Issue 1, 2012, pp. 1–37, doi: 101520/MPC104479. ISSN 2165-3992.
33. Canale L.C.F. and Totten G.E., Quenching Technology: A Selected Overview of the Current State-of-the-Art, Mater. Res., Vol 8 (No. 4), 2005, pp. 461–467 (online).
34. Hernández-Morales B., Vergara-Hernández H.J., Barrera –Godínez J. A., Beltrán Fragoso, B., and Álamo-Valdéz C., The Influence of Flowrate and Deflector Arrangement on Distortion in Agitated Quench Tanks, Proc. of the 23rd ASM Heat Treating Society Conference, D. Herring and R. Hill, Ed., Sept 25–28, 2005 (Pittsburgh, PA), ASM International, 2006, pp. 314–319.

35. Szekely J., Evans J.W., and Brimacombe J.K., *The Mathematical and Physical Modeling of Primary Metals Processing Operations*, John Wiley & Sons, New York, 1988.
36. Campbell P.C., Hawbolt E.B., and Brimacombe J.K. *Microstructural Engineering Applied to the Controlled Cooling of Steel Wire Rod: Part I. Experimental Design and Heat Transfer*. *Metall. Trans A*, 22A, 1991, pp. 2769 – 2778.
37. Campbell P.C., Hawbolt E.B., and Brimacombe J.K., *Microstructural Engineering Applied to the Controlled Cooling of Steel Wire Rod: Part II. Microstructural Evolution and Mechanical Properties Correlations*. *Metall. Trans A*, 22A, 1991, pp.2779 – 2790.
38. Campbell P.C., Hawbolt E.B., and Brimacombe J.K. *Microstructural Engineering Applied to the Controlled Cooling of Steel Wire Rod: Part III. Mathematical Model Formulation and Predictions*. *Metall. Trans A*, 22A, 1991, pp. 2769-2778.
39. Wallis R. A., Bhoval P. R., Bhathena N. M., and E. L. Raymond, *Modeling the Heat Treatment of Superalloy Forgings*. *The Journal of the Minerals, Metals and Materials Society*, 1989, pp. 35-37.
40. Persampieri D., San Roman A., and Hilton P.D., *Process Modeling for Improved Heat Treating*. *Advanced Materials and Processes*, 139(3), 1991, 19-23.
41. M. Narazaki, M. Tajima, S. Asada, K. Ichitani, H. Yokota, M. Tanaka and Y. Watanabe "Development of New Silver Probe for Cooling Power Test of Polymer Quenchants" *Transactions of Materials and Heat Treatment*, Vol. 25, No. 5, (2004-10).
42. Jeschar R., Specht E. y Köhler Chr., "Heat Transfer during Cooling of Heated Metals with Vaporizable Liquids", *Quenching Theory and Technology 2nd Edition*, Taylor and Francis Group, Boca Raton, FL, 2010, pp. 159-178.
43. Yamanouchi, A., *Effect of Core Spray Cooling in Transient State after Loss of Cooling Accident*. *Journal of Nuclear Science and Technology*, No. 5, 1968, pp. 547-558.
44. Hein, D. (1980) *Modellvorstellung zur Wiederbenetzung durch Fluten*, Ph. D. Thesis, Technical University of Hannover, pp. 182
45. Tensi, H., Totten, G., y Künzel, T. "Physics and Technology of Quenching in Fluids Part II: Technology of Quenching". *20th ASM Heat Treating Society Conference Proceedings*. San Luis, MO., 2000, pp. 727-730.
46. Liscic, B., Tensi, H., Totten, G., y Luty, W., "Theory and Technology of Quenching: A Handbook" 1a ed. Springer-Verlag, 1992, pp. 184.

47. Künzel, T., Tensi, H., y Welzel, G. "Rewetting rate-The Decisive Characteristics of a Quenchant" 5th International Congress on Heat Treatment of Materials, Volumen 3, 1986, pp. 1806-1813.
48. Frerichs, F., Lübben, Th., Hoffmann, F., y Zoch, H. "The Influence of Geometrical Conditions on Rewetting Behavior of Cylindrical Components", 15th International Metallurgy and Materials Congress (IMMC 2010), Estambul, Turquía, 2010.
49. H. M. Tensi, y B. Liscic, "Determination of Quenching Power of Various Fluids", Quenching Theory and Technology 2nd Edition, Taylor and Francis Group, Boca Raton, FL, 2010, pp. 315-327.
50. G.E. Totten, M.E. Dakins, and R.W. Heins, Cooling Curve Analysis of Synthetic Quenchant - A Historical Perspective, J. Heat Treat. (1988) 6, pp.87-95.
51. Cengel, A. Y., Transferencia de Calor y Masa. Un Enfoque Práctico, Mc Graw Hill, 3ª Edición, pp. 17-27.
52. Chapman A. J., Transmisión del calor, 3ª Ed., Madrid, pp. 280. ISBN 84-85198-42-5.
53. Ozisik N. M., *Heat Conduction*, Wiley-Interscience publication, 2º Ed. Wiley, 1993, pp.14-16.
54. Ozisik N. M., *Heat Conduction*, Wiley-Interscience publication, 2º Ed. Wiley, 1993, pp. 99-122.
55. M. Avrami, Kinetics of Phase Change, Part I: General Theory, J. Chem. Phys., Vol 7, 1939, pp. 1103–1112.
56. Agarwal, P. K. and Brimacombe, J. K., "*Mathematical Model of Heat Flow and Austenite-Pearlite Transformation in Eutectoid Carbon Steel Rods for Wire*", Metallurgical Transactions B, Vol. 12B, 1981, pp. 121–133.
57. J.K. Iyer, J. K. Brimacombe, and E. B. Hawbolt. *Prediction of the structure and mechanical properties of control-cooled eutectoid steel rods*. In Mechanical Working and Steel Processing XXII, pp. 47– 58, 1985.
58. M. B. Kuban Ph.D., R. Jayaraman, E. B. Hawbolt, J. K. Brimacombe, An assessment of the additivity principle in predicting continuous-cooling austenite-to-pearlite transformation kinetics using isothermal transformation data, Metallurgical Transactions A, September 1986, Volume 17, Issue 9, pp. 1493-1503.

59. D.P. Koistinen and R.E. Marburger, A General Equation Prescribing the Extent of the Austenite Transformation in Pure Iron-Carbon Alloys and Plain Carbon Steels, *Acta Metall.*, Vol. 7, 1959, pp. 59–60.
60. Inoue, T., Haraguchi, K., and Kimura, S., “Analysis of Stresses due to Quenching and Tempering of Steel,” *Trans. Iron Steel Inst. Jpn.*, Vol. 18, 1978, pp. 11–15.
61. Kobasko, N. I., “Methods of Overcoming Self-deformation and Cracking during Quenching of Metal Parts,” *Metal Science and Heat Treatment*, Vol. 17, 1975, pp. 287–290.
62. Kobasko, N. I., “Basics of Intensive Quenching,” *Advanced Materials and Processes*, Vol. 148, 1995, pp. 42W–42Y.
63. Reti, T., Felde, I., Horvath, L., Kohlheb, R., and Bell, T., “Quenchant Performance Analysis Using Computer Simulation,” *Heat Treat. Met.*, Vol. 23, 1996, pp. 11–14.
64. Totten, G. E., Webster, G. M., and Gopinath, N., “Quenching Fundamentals: Effect of Agitation,” *Advanced Materials and Processes*, Vol. 149, 1996, pp. 73–76.
65. Krause, F., Shuttenberg, S., and Fritsching, U., “Modeling and Simulation of Flow Boiling Heat Transfer,” *Int. J. Numer. Methods Heat Fluid Flow*, Vol. 20, 2010, pp. 312–331.
66. Hernández-Morales B., Dueñas-Pérez A., Díaz-Cruz M., y Yates R., “*Mathematical Model of the Microstructural Response of a Medium-Carbon, Low-Alloy Steel Quenched in a Fluidized Bed*”, Proceedings of the 24th ASM Heat Treating Society Conference, September 17-19, pp. 231-238, 2007.
67. Ziad M., Frédéric R., Trinh, Ngoc Thuy., “*Theoretical and Numerical Modeling of the Thermomechanical and Metalurgical Behavior of Steel*”, *International Journal of Plasticity*, pp. 414- 439, 2011.
68. Hernández-Morales B., Brimacombe J. K., y Hawbolt E. B., “Application of Inverse Techniques to Determine Heat-Transfer Coefficients in Heat-Treating Operations”, *Journal of Materials Engineering and Performance*, Vol. 1, No 6, 1992, pp. 763-777.
69. Beck J., Blackwell B. y St. Clair Jr. C., *Inverse heat conduction (III-posed problems)*, John Wiley & Sons, Inc, New York, 1985.
70. Özisik, M. N. & Orlande, H. R. B. (2000), *Inverse Heat Transfer: Fundamentals and Applications*, Taylor Francis, ISBN 1-56032-838-X, New York, USA.

71. Stolz G., Numerical solution to an inverse problem of heat conduction for simple shapes, *Journal of Heat Transfer* 82, Issue 1, 1960, pp. 20-26.
72. Beck, J V., “Surface Heat Flux Determination Using an Integral Method”, *Nucl. Eng. Des.* 7, 1968, pp. 170-178.
73. Woo, K. C. & Chow, L. C. (1981), Inverse Heat Conduction by Direct Inverse Laplace Transform, *Numerical Heat Transfer*, Vol.4, ISSN 1040-7782, pp.499-504.
74. Soti, V., Ahmadizadeh, Y., Pourgholi, Y. R. & Ebrahimi M. (2007), Estimation of heat flux in one-dimensional inverse heat conduction problem, *International Mathematical Forum*, Vol.2, No. 10, ISSN 1312-7594, pp. 455 – 464.
75. Frank I., “An application of Least Square Method to the solution of the Inverse Problem of Heat Conduction”, *J. Heat Transfer*, 85C, 1963, pp. 378-379.
76. Beck J. V. and Wolf, H., “The Nonlinear Inverse Heat Conduction Problem”, *ASME Paper No. 65-HT-40*, 1965.
77. Randall J. D., “Finite Difference Solution of the Inverse Heat Conduction Problem and Ablation”, *Technical Report*, Johns Hopkins University, Laurel, MD, 1976.
78. Yang, Ching-Yu, “A linear inverse model for the temperature-dependent thermal conductivity determination in one-dimensional problems”, *Appl. Math. Model.* 22, (1998), pp. 1-9.
79. Bass B. R. and Ott, L. J., “A finite Element Formulation of the Two Dimensional Nonlinear Inverse Heat Conduction Problem”, *Advances in Computer Technology*, 2, 1980, pp. 238-248.
80. Prasanna Kumar, T. S., “Influence of Steel Grade on Surface Cooling Rates and Heat Flux During Quenching,” *J. Mater. Eng. Perform.*, Vol. 22, 2013, pp.1848–1854.
81. Al-Khalidy, N., “On the solution of parabolic and hyperbolic inverse heat conduction problems”, *Int. J. Heat Mass Transf.*, 41, 1998, pp. 3731-3740.
82. Maillet, D., Degiovanni, A. y Pasquetti R., “Inverse heat conduction applied to the measurement of heat transfer coefficient on a cylinder: Comparison between an analytical and a boundary element technique”, *J. Heat Transfer*, 113, 1991, pp. 549-557.
83. Beck J. V., Litkouhi B. and St. Clair C. R., Jr., Efficient Sequential Solution of the Nonlinear Inverse Heat Conduction Problem, *Numerical Heat Transfer*, Volume 5, Issue 3, 1982, pp. 275-286.

84. H.W. Engl, M. Hanke and A. Neubauer, *Regularization of Inverse Problem*. Ed.: Kluwer Academic Publishers 18496.
85. Tikhonov, A. N. & Arsenin, V. Y. (1977), *On the solution of ill-posed problems*, John Wiley and Sons, ISBN 0-470-99124-0, New York, USA.
86. H.S. Hasan, M.J. Peet, J.M. Jalil, and H.K.D.H. Bhadeshia, Heat Transfer Coefficients during Quenching of Steels, *Heat Mass Transf.*, Vol 47, 2011, p 315–321
87. Osman A.M. y Beck, J., *Investigation of transient heat transfer coefficients in quenching experiments*, *Journal of Heat Transfer* 112, Issue 4, pp. 843-848, 1990.
88. Guzik, A. y Nowarski, A., *Estimation of the local heat transfer coefficients during film boiling for selected cooling fluids*, *Proceedings of Eurotherm Seminar* 68, 2001.
89. Huiping L., Guoqun Z., Shanting N., and Yiguo L., Inverse heat conduction analysis of quenching process using finite-element and optimization method, *Finite Elements in Analysis and Design* 42, 2006, pp.1087-1096.
90. Prasanna Kumar, T. S., “Coupled Analysis of Surface Heat Flux, Microstructure Evolutibon, and Hardness During Immersion Quenching of a Medium Carbon Steel in Plant Conditions,” *Mater. Perform. Character.* Vol. 9, No. 5, pp. MPC-2012-0003.
91. Le Masson P., Loulou T., Artioukhine E., Rogeon P., Carron D. y Quemener J.J., *A numerical study for the estimation of a convection heat transfer coefficient during a metallurgical "Jominy end-quench" test*, *International Journal of Thermal Sciences*, Volume 41, Issue 6 , 2002, pp. 517–527.
92. López E., Hernández J.B., Solorio G., Vergara H.J., Vázquez O., y Garnica P., Modelo matemático de la transferencia de calor para predecir el perfil de durezas en probetas Jominy, *Revista de Metalurgia*, 49 (2), 2013, pp. 111-121, ISSN: 0034-8570.
93. Heming Ch., Tianchun H., Jianbin X., Solution of an Inverse Problem of Heat Conduction of 45 Steel with Martensite Phase Transformation in High Pressure during Gas Quenching, *Journal of Materials Science & Technology*, vol. 18, No. 4, 2002, pp. 372-374.
94. Majorek A., The influence of heat transfer on the development of stresses, Residual stresses and Distortions in Martensitically Hardened SAE 1045 and SAE 4140, *Proceedings of First Int. Conf. on Quenching and Control Distortion*, Chicago, USA, 1992, pp. 171-179.

95. Swaminathan, C. R. and Voller, V. R., "A General Enthalpy Method for Modeling Solidification Processes," *Metall. Trans. B*, Vol. 23, 1992, pp. 651–664.
96. Prasanna Kumar, T. S., Hernandez-Morales, B., and Totten, G. E., "Reference QuenchProbe"—An Alternative Probe Design for In-Situ Estimation of Cooling Rates, Heat Flux, and Hardenability During Immersion Quenching of Hardenable Steels," *Materials Performance and Characterization*, Vol. 3, No. 4, 2014, pp. 1–24, doi:10.1520/MPC20140003. ISSN 2165-3992
97. <http://depa.fquim.unam.mx/modelaunam/> Consultada el 12 Septiembre de 2014.
98. <http://www.sigmaplot.com/products/sigmaplot/sigmaplot-details.php> Consultada el 10 de Noviembre de 2014.
99. Beck J., Blackwell B. y St. Clair Jr. C., *Inverse heat conduction (III-posed problems)*, John Wiley & Sons, Inc, New York, 1985, pp. 219-279.
100. Prasanna-Kumar T. S., Kamath H.C., "Estimation of Multiple Heat Flux Components at the Metal/Mold Interface in Bar and Plate Aluminum Alloy Castings"- *Metallurgical and Materials Transactions B*, Vol. 35 B, June 2004, pp 575-585.
101. Kamath H.C., and Prasanna-Kumar T. S., "Multidimensional Analysis of Interface Heat Flux in Metallic Molds during Solidification of Aluminum Alloy Plate Castings" 108th Casting Congress of American Foundry men's Society at Rosemont, IL, USA in June 2004.
102. Prasanna-Kumar T. S., B. Raghunatha Rao, Choudhury V., "Mathematical Modeling of Heat Transfer Coefficients during Quenching Heat Treatment", *International Heat Treat 2004*, American Society of Metals, Chennai, Jan 2004.
103. Hernández-Morales B., Cruces-Reséndez R., Vergara-Hernández H.J., and Solorio-Díaz G., *Hydrodynamic Behavior of Liquid Quenchants in the Vicinity Quench Probes, Quenching Control and Distortion*, D.S. MacKenzie, Ed., *Proc. of the Sixth International Quenching and Control of Distortion Conference*, Sept 9–13, 2012 (Chicago, IL), ASM International, 2012, p 361–372.
104. Levin, J., y Rigdal, R. "Aerodynamic analisis of drag reduction devices on the underbody for SAAB 9-3 by using CFD", *Tesis de Maestría, Departamento de Mecánica Aplicada*, pp. 8-10.

105. Prasanna-Kumar T. S., A serial solution for the 2-D inverse heat conduction problem for estimating multiple heat flux components, Numer Heat Transfer B, 45 (6), pp. 541-563, 2004.

Apéndice A Comparación de los termopares contra un estándar *RTD*

Este procedimiento tiene por objetivo establecer y definir un protocolo para realizar la calibración de termopares tipo K por comparación con un sensor de temperatura (*RTD*, por sus siglas en inglés) inmerso en un medio isotérmico de temperatura especificada.

- Geometría y dimensiones de la probeta

Las pruebas de calibración se realizaron con una probeta cilíndrica sólida de una longitud de 40 mm y un diámetro de 25.4 mm (1 in), fabricada con acero 4140. En una de las tapas tiene 4 barrenos equidistantes con una profundidad de 20 mm. En el centro de la cara lateral del cilindro se realizaron dos barrenos más para colocar dos puntos de sujeción (uno de cada lado) tal como se muestra en la Figura A1.

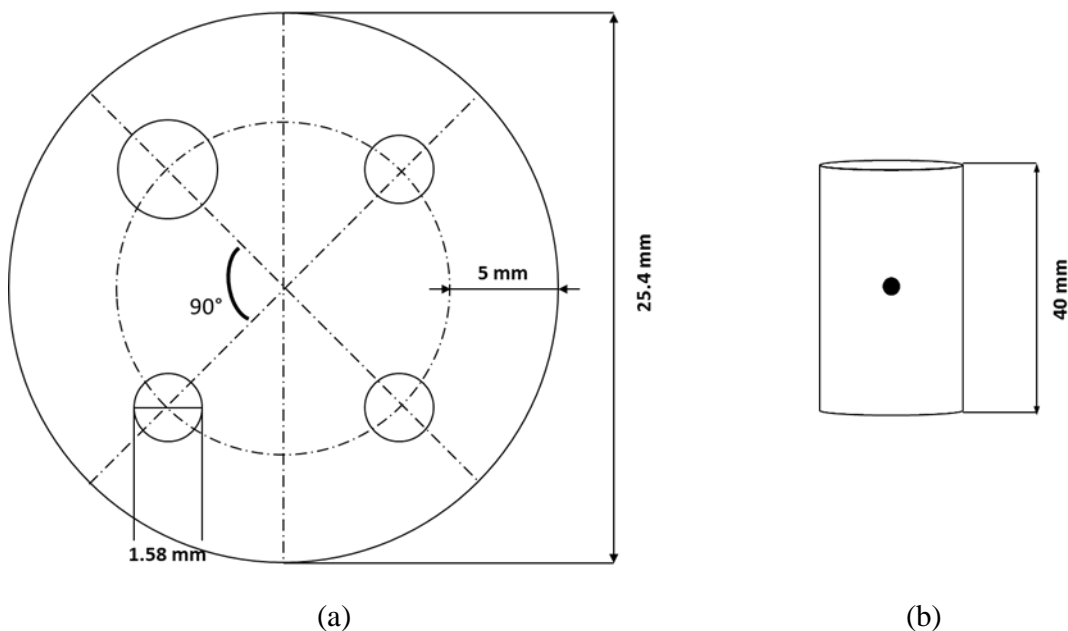


Figura A1. Esquema de la probeta cilíndrica: (a) vista superior de la distribución de todos los barrenos para termopares, (b) vista lateral de los barrenos para colocar los puntos de sujeción.

- Equipo experimental

El equipo experimental mostrado esquemáticamente en la Figura A2, está compuesto de un calibrador portátil (*Yokogawa CA51/71 Handy CAL Calibrator*) al cual se conecta un detector de temperatura resistivo (*Resistance Temperature Detector*) PT100 de 3 hilos. Este sensor se coloca en la probeta al igual que los termopares (Tipo K). Para realizar las lecturas de temperatura de los termopares se empleó un sistema de adquisición de datos que consiste de una computadora y un adquirente de datos (marca Pico Technology modelo TC-08).

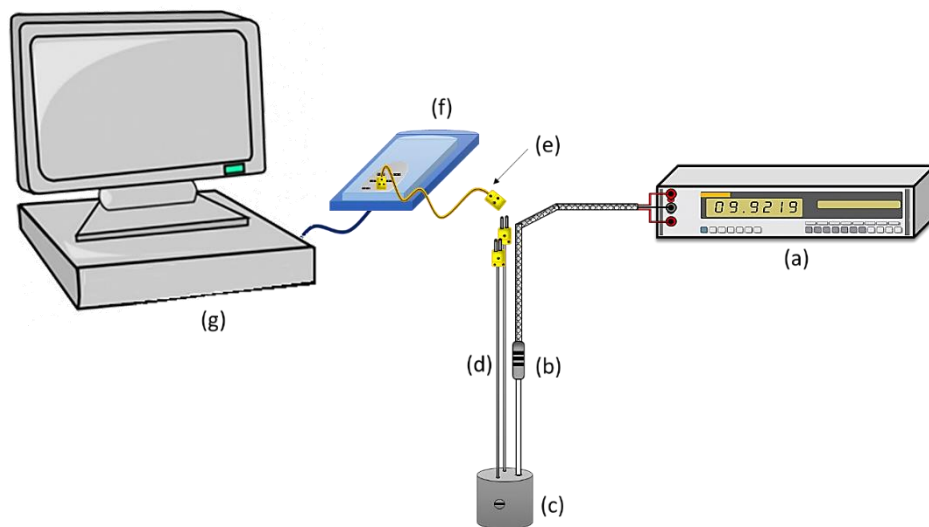


Figura A2. Representación esquemática del equipo experimental empleado para la calibración de termopares: (a) calibrador CA51/71, (b) sensor de temperatura PT100, (c) probeta, (d) termopares tipo K, (e) extensiones para termopar, (f) adquirente de temperatura y (g) computadora.

- Procedimiento experimental

A continuación se describe el procedimiento que se siguió para la realización de cada uno de los experimentos de calibración:

1. Se coloca el *RTD* y los termopares en los barrenos de la probeta revisando que correspondan a la profundidad especificada etiquetándolos debidamente para identificarlos durante los experimentos.

2. Se ajusta la probeta en el centro de la cámara de calentamiento del horno de resistencia ajustando la altura con un par de alambres sujetos a los barrenos laterales con tornillos.
3. Antes de comenzar la calibración, se conectan los equipos (computadora, calibrador y adquisidor) a un regulador de corriente para mantener un voltaje constante durante la prueba. Posteriormente se hacen las conexiones del *RTD* a las terminales del calibrador y los termopares con sus extensiones a los puertos del adquisidor.
4. El calentamiento del horno se hace de forma escalonada en intervalos de 50°C a partir de la temperatura ambiente y hasta 500°C para evitar daños en el *RTD*. Una vez alcanzada la temperatura a la cual se realiza la medición, es necesario dejar un tiempo de estabilización adecuado para tomar la lectura.

- Resultados

Un dispositivo termo-resistivo Pt100 consiste en un alambre de platino que a 0 °C tiene una resistencia de 100 Ω y que al aumentar la temperatura aumenta su resistencia eléctrica. Este incremento de la resistencia no es lineal pero sí creciente y característico del platino de tal forma que mediante tablas es posible encontrar la temperatura exacta a la que corresponde. En el gráfico de la Figura A3 se muestra una la curva de resistencia en función de la temperatura para un *RTD* de platino de 100 W.

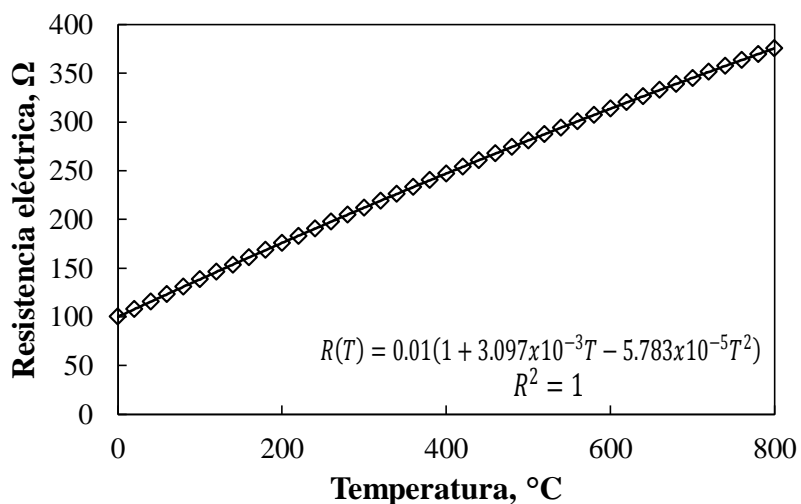


Figura A3. Gráfico de resistencia en función de la temperatura para un *RTD* de Platino de 100 Ω.

Los valores típicos de resistencia nominal para *RTDs* de platino de película delgada son 100 Ω y 1000 Ω . La relación entre resistencia y temperatura cumple con una ecuación cuadrática de la forma: $R(T) = R_0(1 + aT - bT^2)$

Donde:

R_0 , es la resistencia nominal del *RTD*, a , b , son constantes usadas para escalar el *RTD* que se conocen como coeficientes Callendar-Van Dusen y se encuentran bajo la Norma DIN 43760.

- **Análisis estadístico**

Para determinar si existe diferencia significativa entre las mediciones de temperatura del *RTD* respecto de las lecturas de temperatura de los termopares se realiza una prueba t para muestras apareadas con nivel de confianza del 95%; este tipo de prueba se utiliza cuando las muestras son dependientes; esto es, cuando se trata de una única muestra que ha sido evaluada dos veces (muestras repetidas) como es el caso. En la Tabla A1 se reportan los resultados obtenidos del análisis estadístico.

La hipótesis que se pone a prueba:

La diferencia de medias toma un determinado valor, cero si se asumen iguales.

La hipótesis nula:

No existe diferencia significativa entre la diferencia de medias, es decir no existe diferencia entre las mediciones de temperatura del sensor termo-resistivo y las mediciones de los termopares.

La hipótesis alterna:

Existe diferencia significativa entre las medias, es decir existe diferencia entre las mediciones de temperatura del sensor termo-resistivo y las mediciones de los termopares.

Tabla A1. Valores estadísticos obtenidos de la prueba t para muestras apareadas.

Termopar	Valor Estadístico t
TC1	1.77
TC 2	1.89
TC3	1.84
TC4	2.04
TC5	1.90
TC6	1.41
TC7	1.51

De una tabla de distribución t para un nivel de confianza del 95 % se obtiene una t crítica para una muestra de n valores (11) el valor correspondiente es:

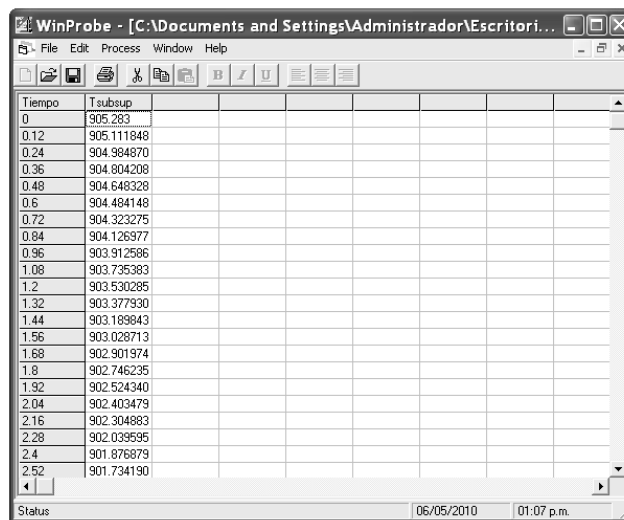
$$t_{crítica} = 2.23$$

Dado que todos los valores reportados en la Tabla 1 se encuentra por debajo del valor crítico de la tabla de distribución t la hipótesis nula se acepta, indicando que no existe diferencia significativa entre las lecturas de temperatura del RTD y las mediciones de temperatura registradas por los termopares con un nivel de confianza del 95% en un intervalo de (25-500°C).

Apéndice B Estimación unidimensional del *flux* de calor con *WinProbe*

Para resolver el *IHCP* en una dimensión y así estimar el *flux* de calor en la superficie y la temperatura de la superficie, se empleó el programa *WinProbe*. A este *software* se alimenta la historia térmica del termopar de interés en formato “separado por comas” (.csv). Cada archivo .csv consta de dos columnas, donde se colocan los datos adquiridos (tiempo, temperatura); además, en la primera fila se coloca el número de datos (en la primera celda) y el número de columnas (en la segunda celda) del archivo y en la segunda fila se colocan las etiquetas “Tiempo” y “Tsubsup”, aunque podían ser otras palabras. Debe hacerse la aclaración de que las mediciones deben tener un intervalo constante.

Para emplear el programa *WinProbe* se abre el archivo .csv de interés, apareciendo una ventana como la que se muestra en la Figura B1. Enseguida, se selecciona la columna en donde se encuentren los datos de temperatura, y se escogen las pestañas en el orden siguiente: *Process* → *Heat Flux* → *IHCP Model*.



The screenshot shows the WinProbe application window. The title bar reads 'WinProbe - [C:\Documents and Settings\Administrador\Escritori...'. The menu bar includes 'File', 'Edit', 'Process', 'Window', and 'Help'. The toolbar contains icons for file operations and text formatting. The main area is a spreadsheet with two columns: 'Tiempo' and 'Tsubsup'. The 'Tiempo' column contains values from 0 to 2.52 in increments of 0.12. The 'Tsubsup' column contains values from 905.283 to 901.734190. The status bar at the bottom shows 'Status', '06/05/2010', and '01:07 p.m.'

Tiempo	Tsubsup
0	905.283
0.12	905.111848
0.24	904.984870
0.36	904.804208
0.48	904.648328
0.6	904.484148
0.72	904.323275
0.84	904.126977
0.96	903.912586
1.08	903.735383
1.2	903.530285
1.32	903.377830
1.44	903.189843
1.56	903.028713
1.68	902.901974
1.8	902.746235
1.92	902.524340
2.04	902.403479
2.16	902.304883
2.28	902.039595
2.4	901.876879
2.52	901.734190

Figura B1. Pantalla que muestra los datos de entrada cargados en el *software WinProbe*.

Aparecerá entonces una ventana con la leyenda “*IHCP Options*” tal como se muestra en la Figura B2, donde se selecciona el material de la probeta, el diámetro de la probeta (en pulgadas) y la posición radial del termopar con respecto al centro de la probeta (en pulgadas).

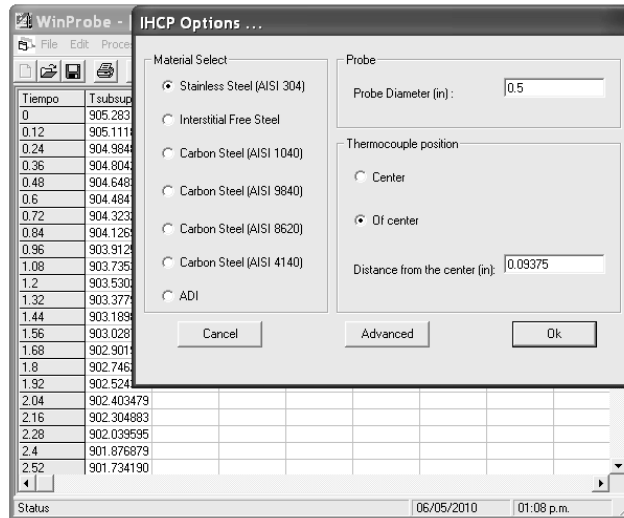


Figura B2 Pantalla que muestra el panel de datos para especificar: el material de la probeta, el diámetro de la probeta y la posición radial del termopar, para resolver el *IHCP*.

En la pestaña “Advanced” se definen los parámetros r (número de tiempos futuros) y n (número de nodos entre la superficie y la posición del termopar). Finalmente se selecciona el botón “Ok” y el programa realiza la estimación. Los resultados (ver Figura B3) son los valores estimados de: 1) el *flux* de calor de la superficie “q” y 2) la temperatura de la superficie “Ts”. Los resultados se graban en un archivo en formato .csv, para su posterior manipulación.

Tiempo	Tsubsup	q (IHCP)	Ts (IHCP)
0	905.293	131293.488	910.493053
0.12	905.111848	-295807.308	894.071621
0.24	904.984870	-75459.0878	900.470231
0.36	904.804208	185256.777	909.125375
0.48	904.648328	-60713.0108	901.560492
0.6	904.484148	-137465.081	898.634516
0.72	904.323275	-2754.86298	902.034109
0.84	904.126377	18064.5011	902.685691
0.96	903.912586	-13757.4397	902.015515
1.08	903.735383	-86040.3647	899.014490
1.2	903.530285	47695.8714	903.669912
1.32	903.377930	-43287.6578	900.204266
1.44	903.189843	-28822.2091	900.883829
1.56	903.028713	34537.9498	902.951976
1.68	902.901974	-58365.6578	899.611298
1.8	902.746235	-118935.678	896.698219
1.92	902.524340	139242.476	905.905912
2.04	902.403479	23405.3067	902.448615
2.16	902.304883	-313996.547	889.598508
2.28	902.039595	143192.913	904.855260
2.4	901.876879	130004.477	904.791019
2.52	901.734190	-191464.867	894.447587

Figura B3 Pantalla que muestra la solución al *IHCP*: 1) *flux* de calor en la superficie (tercera columna) y temperatura de la superficie (cuarta columna).