



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO**  
POSGRADO EN CIENCIA E INGENIERÍA DE MATERIALES  
FACULTAD DE QUÍMICA

**ESTUDIO DEL EFECTO DE LA GEOMETRÍA DE LA PROBETA EN LA  
HIDRODINÁMICA Y LA EXTRACCIÓN DE CALOR DURANTE LA ETAPA DE  
CAPA DE VAPOR PARA ANÁLISIS DE CURVAS DE ENFRIAMIENTO**

**TESIS**

QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:  
**MAESTRO EN CIENCIA E INGENIERÍA DE MATERIALES**

PRESENTA:

**IQM. FRANCISCO LÓPEZ SOSA**

**TUTOR PRINCIPAL**

DR. JOSÉ BERNARDO HERNÁNDEZ MORALES  
FACULTAD DE QUÍMICA

**COMITÉ TUTOR**

DR. JOSÉ ANTONIO BARERA GODÍNEZ  
FACULTAD DE QUÍMICA

DR. JOSÉ ENRIQUE GUZMÁN VÁZQUEZ  
INSTITUTO DE INGENIERÍA

CIUDAD DE MÉXICO

ENERO 2020



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.

## Contenido

Índice de Figuras .....	i
Índice de Tablas .....	vi
Listado de Símbolos .....	vi
Resumen.....	- 1 -
Abstract .....	- 2 -
1. Introducción.....	- 3 -
1.1. Justificación.....	- 4 -
1.2. Objetivos.....	- 5 -
1.3. Hipótesis .....	- 6 -
1.4. Metas.....	- 6 -
2. Antecedentes.....	- 7 -
2.1. Tratamiento térmico de temple.....	- 7 -
2.1.1. Diseño y control de procesos de temple .....	- 8 -
2.1.2. Medios de temple.....	- 9 -
2.1.3. Caracterización del medio de temple .....	- 10 -
2.1.4. Curvas de enfriamiento.....	- 11 -
2.1.5. Agua como medio de temple .....	- 15 -
2.2. Temple por inmersión en medios vaporizables .....	- 18 -
2.2.1. Transferencia de calor durante el enfriamiento de metales por inmersión en medios vaporizables.....	- 19 -
2.2.2. Cinemática del frente de mojado .....	- 23 -
2.2.3. Efecto de la temperatura del baño sobre el frente de mojado .....	- 32 -
2.3. Problema directo de conducción de calor .....	- 35 -
2.4. Problema inverso de conducción de calor.....	- 39 -
3. Metodología.....	- 45 -
3.1. Experimental .....	- 45 -
3.1.1. Sistema experimental (experimentos tipo I).....	- 45 -
3.1.2. Probetas (experimentos tipo I).....	- 47 -
3.1.3. Procedimiento experimental (experimentos tipo I) .....	- 48 -
3.1.4. Sistema experimental (experimentos tipo II – a) .....	- 49 -
3.1.5. Probetas (experimentos tipo II-a).....	- 51 -

3.1.6.	Procedimiento experimental (experimentos tipo II – a).....	- 53 -
3.1.7.	Sistema experimental (experimentos tipo II – b) .....	- 56 -
3.1.8.	Procedimiento experimental (experimentos tipo II – b) .....	- 59 -
3.2.	Computacional .....	- 61 -
3.2.1.	Experimentos tipo I y tipo II – a.....	- 61 -
3.2.2.	Experimentos tipo II – b.....	- 63 -
4.	Resultados y discusión.....	- 65 -
4.1.	Experimentos tipo I .....	- 65 -
4.2.	Experimentos tipo II – a.....	- 77 -
4.3.	Experimentos tipo II – b.....	- 89 -
5.	Conclusiones .....	- 103 -
6.	Bibliografía.....	- 104 -

## Índice de Figuras

<i>Figura 2. 1. Curva de enfriamiento medida en el centro y superficie de una probeta templada [20].</i>	<i>- 13 -</i>
<i>Figura 2. 2. Coeficiente de transferencia de calor convectivo durante el enfriamiento por inmersión en agua a 20 °C, para dos condiciones de oxidación de la probeta [20].</i>	<i>- 16 -</i>
<i>Figura 2. 3. Flux de calor (estimado) como función de la temperatura de superficie en una esfera de níquel para diversas condiciones del medio de temple: temperatura, velocidad de flujo y diámetro de la esfera [24].</i>	<i>- 20 -</i>
<i>Figura 2. 4. Curvas de enfriamiento de una esfera de níquel enfriada en agua a diversas temperaturas y en reposo (izquierda) y a temperatura constante y diferentes velocidades de flujo (derecha) [24].</i>	<i>- 21 -</i>
<i>Figura 2. 5. Temperatura de Leidenfrost como función de la velocidad de flujo de fluido, al temperatura de baño y el diámetro de pieza, medido para dos geometrías: esfera (lado izquierdo) y cilindro (lado derecho) [24].</i>	<i>- 22 -</i>
<i>Figura 2. 6. Imágenes de la capa de vapor en una esfera (a) y en un cilindro (b) [24].</i>	<i>- 23 -</i>
<i>Figura 2. 7. Transferencia de calor en las fases de humectación durante el colapso de la capa de vapor [25].</i>	<i>- 24 -</i>
<i>Figura 2. 8. Proceso de transición de tres fases: capa de vapor (FB), nucleación de burbujas (NB) y transferencia de calor por convección (CONV) para el enfriamiento por inmersión de un cilindro (25 X 100 mm) de acero austenítico Ni – Cr [25].</i>	<i>- 25 -</i>
<i>Figura 2. 9. Esquema del mecanismo de transferencia de calor a través de la capa de vapor formada durante el temple de una pieza metálica por inmersión [3].</i>	<i>- 26 -</i>
<i>Figura 2. 10. Efecto de la temperatura del medio de temple sobre la curva de enfriamiento medida en el centro de una probeta Inconel 600 (12.5 mm x60 mm) templada en agua fluyendo a 0.25 m/s [3].</i>	<i>- 28 -</i>
<i>Figura 2. 11. Efecto de la velocidad de flujo del medio de temple sobre la curva de enfriamiento medida en el centro de una probeta de acero inoxidable austenítico [3].</i>	<i>- 29 -</i>
<i>Figura 2. 12. Influencia del medio de temple sobre la curva de enfriamiento medida en una probeta cilíndrica de acero inoxidable, con el medio de enfriamiento fluyendo a 0.6 m/s [3].</i>	<i>- 30 -</i>
<i>Figura 2. 13. Influencia de oxidación superficial en el intervalo de tiempo de mojado (ruptura y desaparición de capa de vapor), en probetas de acero inoxidable austenítico calentadas en atmósferas oxidante y protectora, y templadas en agua [3].</i>	<i>- 31 -</i>
<i>Figura 2. 14. Ondas formadas en el interfaz fluido – vapor durante la etapa de capa de vapor en la superficie de una probeta cilíndrica de acero al Ni – Cr (40 mm diámetro x 80 mm de longitud), enfriada por inmersión en una solución acuosa polimérica al 10%, a una temperatura de 25 °C. En el lado izquierdo a 10 ms antes</i>	

de la formación del frente de mojado y a lado derecho a 5 ms después de la formación del frente de mojado [25]. ..... - 33 -  
 Figura 2. 15. Influencia de la temperatura del baño de temple en la curva de enfriamiento medida en el centro de probetas cilíndricas de plata (15 mm diámetro x 45 mm de longitud), durante su enfriamiento por inmersión en agua [25]. ..... - 34 -  
 Figura 2. 16. Influencia de la temperatura del baño de temple sobre la velocidad del frente de mojado durante el enfriamiento por inmersión de una probeta cilíndrica (15 mm diámetro x 45 mm longitud) de aleación base níquel [25]. .... - 35 -

Figura 3. 1. Esquema del sistema: a) tinaco con capacidad de 180 L, b) bomba hidráulica, c) rotámetro, d) tubo de acrílico, e) tanque de vidrio, f) probeta, g) depósito secundario para recirculación, h) dispositivo móvil para sostener la probeta, i) cámara, j) horno. .... - 46 -  
 Figura 3. 2. a) Esquema de probeta con punta cónica: medidas y profundidad de los barrenos, vista axial y b) esquema de probeta con punta hemiesférica: medidas y profundidad de los barrenos, vista axial. Todas las dimensiones están en mm. ... - 47 -

Figura 3. 3. Esquema de la geometría de las probetas utilizadas y de la distribución de los termopares, vista superior. .... - 47 -

Figura 3. 4. Esquema del sistema de trabajo (experimentos tipo II-a): a) tinaco con capacidad de 180 L, b) bomba hidráulica, c) rotámetro, d) tubo de acrílico, e) probeta, f) tanque de vidrio, g) depósito secundario para recirculación, h) dispositivo móvil para sostener la probeta, i) cámara, j) planta soldadora. .... - 50 -

Figura 3. 5. Esquema del embobinado de la resistencia eléctrica. .... - 51 -

Figura 3. 6. Esquema de la probeta con punta cónica: medidas y profundidad de los barrenos: a) vista axial y b) vista transversal. .... - 52 -

Figura 3. 7. Esquema de la probeta con punta semiesférica: medidas y profundidad de los barrenos, a) vista axial y b) vista transversal. .... - 52 -

Figura 3. 8. Esquema del sistema de trabajo (experimentos tipo II – b): a) tinaco con capacidad de 180 L, b) bomba hidráulica, c) rotámetro, d) tubo de acrílico, e) probeta, f) tanque de vidrio, g) depósito secundario para recirculación, h) dispositivo móvil para sostener la probeta, i) láser, j) cámara de alta velocidad, k) planta soldadora. .... - 57 -

Figura 3. 9. Esquema que muestra el arreglo que permite generar el plano de luz láser. .... - 57 -

Figura 4. 1. Respuestas térmicas medidas con los termopares TC1, TC2 y TC3 en la probeta con punta cónica, enfriada con flujo de agua de 20 LPM. .... - 65 -

Figura 4. 2. Respuestas térmicas medidas con los termopares TC1, TC2 y TC3 en la probeta con punta semiesférica, enfriada con flujo de agua de 20 LPM. .... - 66 -

<i>Figura 4. 3. Respuesta térmica medida con termopar TC2: a) probeta de punta cónica y b) probeta de punta semiesférica, enfriadas con un flujo de agua de 20 LPM.....</i>	<i>- 67 -</i>
<i>Figura 4. 4. Secuencia de imágenes de la probeta semiesférica enfriada con agua fluyendo a 20LPM: a) 0 s, b) 6.5 s, c) 14.5 s, d) 17.5 s y e) 20.5 s. ....</i>	<i>- 67 -</i>
<i>Figura 4. 5. Secuencia de imágenes de la probeta cónica enfriada con agua fluyendo a 20LPM: a) 0 s, b) 1.5 s, c) 6.5 s, d) 14.5 s y e) 17.5 s. ....</i>	<i>- 68 -</i>
<i>Figura 4. 6. Curvas de enfriamiento (símbolos) en la posición del termopar TC2 durante el enfriamiento de probeta de punta cónica, con agua fluyendo a 20 LPM. La curva con línea es la diferencia instantánea de temperaturas.....</i>	<i>- 70 -</i>
<i>Figura 4. 7. Curvas de enfriamiento (símbolos) en la posición del termopar TC2 durante el enfriamiento de probeta de punta semiesférica, con agua fluyendo a 20 LPM. La curva con línea es la diferencia instantánea de temperaturas. ....</i>	<i>- 70 -</i>
<i>Figura 4. 8. Efecto del número de pasos de tiempo futuros sobre el flux de calor de la superficie como función del tiempo para la probeta semiesférica enfriada con agua fluyendo a 20 LPM.....</i>	<i>- 71 -</i>
<i>Figura 4. 9. Curvas de flux de calor de la superficie como función del tiempo calculado, para ambas probetas enfriadas con agua fluyendo a 20 LPM. ....</i>	<i>- 72 -</i>
<i>Figura 4. 10. Flux de calor en la superficie (eje de las ordenadas izquierdo, símbolos) y posición del frente de mojado (eje de las ordenadas derecho, líneas), como función del tiempo, para la probeta de punta cónica enfriada con un flujo de agua de 20 y 60 LPM. La línea horizontal punteada indica la posición del termopar TC2 en la dirección axial. ....</i>	<i>- 73 -</i>
<i>Figura 4. 11. Flux de calor en la superficie (eje de las ordenadas izquierdo, símbolos) y posición del frente de mojado (eje de las ordenadas derecho, líneas), como función del tiempo, para la probeta de punta semiesférica enfriada con un flujo de agua de 20 y 60 LPM. La línea horizontal punteada indica la posición del termopar TC2 en dirección axial.....</i>	<i>- 74 -</i>
<i>Figura 4. 12. Historias térmicas en la superficie (estimadas) para la probeta con punta cónica, enfriada con flujos de 20 y 60 LPM. ....</i>	<i>- 76 -</i>
<i>Figura 4. 13. Historias térmicas en la superficie (estimadas) para la probeta con punta semiesférica, enfriada con flujos de 20 y 60 LPM. ....</i>	<i>- 76 -</i>
<i>Figura 4. 14. Efecto de la geometría de la probeta sobre las curvas de enfriamiento (medidas con TC2, sensor de la sub – superficie, ver Figura 3.7), durante el enfriamiento con agua fluyendo a 20 LPM. ....</i>	<i>- 78 -</i>
<i>Figura 4. 15. Efecto de la geometría de la probeta sobre las curvas de enfriamiento (medidas con TC2, sensor de la sub – superficie, ver Figura 3.7), durante el enfriamiento con agua fluyendo a 25 LPM. ....</i>	<i>- 78 -</i>
<i>Figura 4. 16.- Efecto del flujo volumétrico de agua sobre la curva de enfriamiento para la probeta con punta cónica. ....</i>	<i>- 79 -</i>
<i>Figura 4. 17.- Efecto del flujo volumétrico de agua sobre la curva de enfriamiento para la probeta con punta semiesférica.....</i>	<i>- 80 -</i>

<i>Figura 4. 18. Curvas de enfriamiento (medidas en pruebas independientes) para la probeta cónica enfriada a 25LPM y diferencia de temperaturas entre las dos pruebas. ....</i>	<i>- 81 -</i>
<i>Figura 4. 19. Historia de rapidez de enfriamiento local en función de la geometría de la punta de la probeta para flujo a 20 LPM. ....</i>	<i>- 82 -</i>
<i>Figura 4. 20. Historia de rapidez de enfriamiento local en función de la geometría de la punta de la probeta para flujo a 25 LPM. ....</i>	<i>- 82 -</i>
<i>Figura 4. 21. Historia de rapidez de enfriamiento local (círculos) y de distancia recorrida por el frente de mojado (triángulos) como función del tiempo, para la probeta con punta cónica enfriada con flujo volumétrico de agua de: (a) 20 LPM y b) 25 LPM. La línea horizontal de guiones representa a la posición axial del termopar. ....</i>	<i>- 84 -</i>
<i>Figura 4. 22. Historia de rapidez de enfriamiento local (círculos) y de distancia recorrida por el frente de mojado (triángulos) como función del tiempo, para la probeta con punta semiesférica enfriada con flujo volumétrico de agua de: (a) 20 LPM y b) 25 LPM. La línea horizontal de guiones representa a la posición axial del termopar. ....</i>	<i>- 84 -</i>
<i>Figura 4. 23. Secuencia de enfriamiento de la probeta cónica con flujo de 20 LPM: (a) 0 segundos, (b) 15 segundos y (c) 20 segundos. ....</i>	<i>- 86 -</i>
<i>Figura 4. 24. Secuencia de enfriamiento de la probeta semiesférica con flujo de 20 LPM: (a) 0 segundos, (b) 33 segundos y (c) 38 segundos. ....</i>	<i>- 86 -</i>
<i>Figura 4. 25. Secuencia de enfriamiento de la probeta cónica con flujo de 25 LPM: (a) 0 segundos, (b) 5 segundos y (c) 10 segundos. ....</i>	<i>- 87 -</i>
<i>Figura 4. 26. Secuencia de enfriamiento de la probeta semiesférica con flujo de 25 LPM: (a) 0 segundos, (b) 18 segundos y (c) 23 segundos. ....</i>	<i>- 88 -</i>
<i>Figura 4. 27. Campo promedio de vectores de velocidad, calculado en el flujo de agua sin probeta: (a) fluyendo a 20 LPM y (b) fluyendo a 25 LPM. ....</i>	<i>- 89 -</i>
<i>Figura 4. 28. Campo promedio de magnitud de velocidad, calculado para flujo de agua sin probeta: (a) fluyendo a 20 LPM y (b) fluyendo a 25 LPM. ....</i>	<i>- 90 -</i>
<i>Figura 4. 29. Campo de velocidad obtenido con flujo de agua de 20 LPM a 70 °C para: (a) probeta con punta cónica, (b) probeta con punta semiesférica. Las probetas se sumergieron a temperatura ambiente. ....</i>	<i>- 91 -</i>
<i>Figura 4. 30. Campo de velocidad medido con flujo de agua 20 LPM a 60 °C por Cervantes – García et al., para la probeta con base plana [4]. ....</i>	<i>- 92 -</i>
<i>Figura 4. 31. Líneas de corriente correspondientes al campo de velocidad obtenido con flujo de agua de 20 LPM a 70 °C para probeta con punta: (a) cónica, (b) semiesférica. ....</i>	<i>- 93 -</i>
<i>Figura 4. 32. Líneas de corriente capturadas con tiras de papel celofán, para flujo de agua 20 LPM y 60 °C, en probetas con geometría de la punta: (a) plana, (b) semiesférica y (c) cónica [46]. ....</i>	<i>- 94 -</i>
<i>Figura 4. 33. Campo de velocidad obtenido con flujo de agua de 20 LPM y probeta inicialmente a 900 °C para: (a) probeta con punta cónica y (b) probeta con punta semiesférica. ....</i>	<i>- 96 -</i>



*Figura 4. 34. Comparación de campo de velocidades calculado con flujo de agua de 25 LPM a 900 °C para probeta: (a) punta cónica y (b) punta semiesférica. . - 97 -*

*Figura 4. 35. Comparación de campo de velocidades calculado en probeta cónica a 900 °C: (a) 20LPM y (b) 25 LPM. .... - 98 -*

*Figura 4. 36. Comparación de campo de velocidades calculado en probeta semiesférica a 900 °C: (a) 20 LPM y (b) 25 LPM. .... - 99 -*

*Figura 4. 37. Líneas de corriente obtenidas a partir del campo de velocidad estimado para la probeta cónica con temperatura inicial de la probeta de 900 °C con flujos de: (a) 20 LPM y (b) 25 LPM. .... - 100 -*

*Figura 4. 38. Líneas de corriente obtenidas a partir del campo de velocidad estimado para la probeta semiesférica con temperatura inicial de la probeta de 900 °C con flujos de: (a) 20 LPM y (b) 25 LPM. .... - 101 -*

## Índice de Tablas

*Tabla 2. 1. Propiedades termofísicas del agua [12]. ..... - 15 -*

*Tabla 3. 1. Matriz experimental (experimentos tipo I)..... - 49 -*

*Tabla 3. 2. Matriz experimental (experimentos tipo II – a)..... - 54 -*

*Tabla 3. 3. Propiedades físicas de las partículas de poliamida [43]. ..... - 58 -*

*Tabla 3. 4. Matriz experimental (experimentos tipo II – b)..... - 61 -*

*Tabla 4. 1. Compilación de análisis de resultados relevantes ..... - 75 -*

## Listado de Símbolos

<b>Símbolo</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Unidades</b>
H	Factor H de Grossman	$cm^{-1}$
$\Delta h_v$	Calor latente de vaporización específico	$kJ \cdot kg^{-1}$
Cp	Capacidad calorífica específica	$kJ \cdot K^{-1} \cdot kg^{-1}$
k	Conductividad térmica	$W \cdot K^{-1} \cdot m^{-1}$
$\bar{h}$	Coeficiente de transferencia de calor promedio	$W \cdot k^{-1} \cdot m^{-2}$
$\dot{q}_\lambda$	Flux de calor por conducción a través de la capa de vapor	$W \cdot m^{-2}$
$\dot{q}_g$	Flux de calor por radiación a través de la capa de vapor	$W \cdot m^{-2}$
$\dot{q}_\alpha$	Flux de calor por convección en el fluido que rodea a la capa de vapor	$W \cdot m^{-2}$
$\delta$	Espesor de la capa de vapor	m
$T_b$	Temperatura del medio de temple	$^{\circ}C$
$T_w$	Temperatura de la superficie de la probeta	$^{\circ}C$
$T_s$	Temperatura de ebullición del medio de temple	$^{\circ}C$
$\epsilon_{wf}$	Emisividad de la superficie de la probeta	---

$\sigma$	Constante de Stefan – Boltzmann	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-4}$
$\rho$	Densidad	$kg \cdot m^{-3}$
t	Tiempo	s
r	Posición radial en coordenadas cilíndricas	M
$Y_j$	Temperatura medida en el tiempo $t_j$	$^{\circ}C$
$\Delta t$	Paso de tiempo	s
U	Diferencia de velocidad entre el medio de temple y las partículas sembradas en el mismo	$m \cdot s^{-1}$
$d_f$	Diámetro de la partícula	m
$\delta_f$	Densidad de la partícula	$kg \cdot m^{-3}$
$\delta$	Densidad del fluido	$kg \cdot m^{-3}$
$\mu$	Viscosidad dinámica	$kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$
g	Aceleración debida a la fuerza gravitacional	$m \cdot s^{-1}$
$\tau_s$	Tiempo de relajación	s
r	Número de tiempos futuros	---

## Resumen

El temple es un proceso fundamental en la fabricación de componentes de aceros. Se trata del proceso mediante el cual las piezas obtendrán propiedades mecánicas cercanas a las requeridas para un desempeño óptimo y eficaz. Hay diversos fenómenos que ocurren en la superficie de las piezas que determinan el éxito de un proceso de temple, entre los cuales la evolución de la capa de vapor que rodea a la superficie de la probeta es de primordial importancia.

En ensayos de laboratorio, la duración de la capa de vapor depende de factores específicos como son: la velocidad de flujo, la temperatura y el tipo de medio de temple, además de la hidrodinámica alrededor de la probeta, que a su vez está relacionada con la geometría y tamaño de la probeta, así como la temperatura desde la cual es templada.

En este trabajo se estudió el efecto que la geometría de la probeta genera en la hidrodinámica del medio de temple en la vecindad que rodea a la superficie de probetas a escala laboratorio. Se determinó experimentalmente la forma que los patrones de flujo presentan para dos geometrías de la punta de las probetas (cónica y semiesférica) y, con ello, la razón por la cual la duración de la capa de vapor varía con la geometría de la punta de la probeta. Del análisis de los resultados obtenidos se puede concluir que la presencia de capa de vapor modifica ligeramente las líneas de corriente alrededor de la superficie de las probetas estudiadas, y que el hecho de que la capa de vapor dure menos tiempo en la probeta de punta cónica es un efecto combinado entre la menor distorsión que genera en las líneas de corriente (comparado con la distorsión generada en las probetas con base semiesférica y plana) y la eficiencia de la punta como extractor de calor. Por esto, probetas con geometría cónica o semiesférica darán mejores resultados para estudios de análisis de curvas de enfriamiento con respecto a la probeta de punta plana.

## **Abstract**

Quenching is a fundamental process in the manufacture of steel components. This is the process by which the parts will acquire mechanical properties similar to those required for optimal performance. There are several phenomena that occur at the part surface and determine the success of a quenching process among which the evolution of the vapor layer that surrounds the surface of the specimen is of paramount importance.

In laboratory tests, the duration of the vapor layer depends on specific factors such as: the velocity, temperature and type of quenching medium, as well as the hydrodynamic conditions around the probe, which in turn are related to the geometry and size of the probe and its initial temperature.

In this work, the effect that the probe geometry has on the hydrodynamics of the quenching medium in the vicinity that surrounds the surface of laboratory scale probes was studied. The form of the flow pattern for two geometries of the probe tip (conical and hemispherical) was experimentally determined and, based on this information, the reason why the duration of the vapor layer varies with probe geometry was established. From the results obtained it may be concluded that the presence of the vapor film slightly modifies the streamlines around the probe and the fact that the vapor lasts shorter times for the conical-end probe is a combined effect of the lower distortion of the streamlines (compared with that generated with the semispherical-end and the flat-end probes) and the probe tip acting as an efficient heat extractor. Base on the observed streamlines, the conical-end and hemispherical-end probes will provide better results in cooling curve studies that the flat-end probe.

## 1. Introducción

El temple de acero es un tratamiento térmico que consiste en calentar una pieza hasta austenizarla para luego enfriarla a una rapidez tal que se produzca la transformación de fase (austenita a martensita) que produzca propiedades mecánicas cercanas a las requeridas para un óptimo desempeño y, al mismo tiempo, se minimice tanto la distorsión como los esfuerzos residuales en la pieza templada [1].

En procesos industriales de temple es habitual que se usen líquidos vaporizables como medios de temple, con lo que se producen diversos regímenes de transferencia de calor en la superficie de la pieza [2]. En particular, durante la primera etapa de extracción de calor, la pieza queda envuelta en una capa de vapor, lo que limita severamente la cantidad de calor que puede pasar de la pieza al medio de temple. Este efecto dio origen a la incorporación de sistemas de agitación del medio de temple, con los que se busca reducir el tiempo de duración de la capa de vapor [3]. Claramente existe, entonces, una relación entre la dinámica de fluidos del medio de temple y el ciclo de vida de la capa de vapor.

La etapa de temple es de vital importancia durante los diversos procesos de manufactura de componentes metálicos a escala industrial. Además de producir propiedades mecánicas cercanas a las solicitadas por los diseños mecánicos, el proceso de temple utiliza materia prima con un alto valor agregado (por lo que los rechazos son costosos). Por ende, es indispensable optimizar procesos existentes o bien desarrollar procesos nuevos de manera eficiente. Aunque en años recientes se ha mostrado que la Ingeniería de Procesos (que usa modelos físicos y matemáticos con la finalidad de poder predecir la respuesta del sistema a cambios en las diversas variables del mismo) es una herramienta útil para la optimización del proceso, el uso del análisis de curvas de enfriamiento obtenidas en ensayos a escala laboratorio sigue usándose ampliamente en la industria, por lo que

continuamente se realizan estudios para mejorar la comprensión de los fenómenos que ocurren durante ese tipo de ensayos.

## 1.1. Justificación

Hay pocos trabajos reportados en la literatura relacionados con la dinámica de fluidos en el medio de temple en presencia de la capa de vapor. En el trabajo realizado por Cervantes–García *et al.* [4], se estudió la dinámica de fluidos alrededor de una probeta cilíndrica de base plana bajo condiciones casi-isotérmicas (probeta sin calentar y agua a 60 °C) y no – isotérmicas (probeta calentada a 900 °C y enfriada en agua a 60 °C). Los resultados obtenidos bajo condiciones no isotérmicas fueron completamente diferentes a los resultados obtenidos isotérmicamente, por lo que los autores señalaron que no se debe extrapolar la dinámica de fluidos medida a bajas temperaturas, lo cual impide a su vez, correlacionar las características de la dinámica de fluidos a 60 °C con las características de la capa de vapor, la cinemática del frente de mojado y el *flux* de calor extraído de la superficie de las piezas de temple.

Diversos estudios realizados empleando trabajo experimental, modelado matemático y simulación computacional han mostrado que la geometría con base plana presenta muchas desventajas desde el punto de vista de la dinámica de fluidos en la vecindad que rodea a la probeta [5], por lo que en el presente trabajo se estudiará el efecto de la presencia de la capa de vapor en la dinámica de fluidos en la vecindad de probetas con otras geometrías; específicamente probetas cilíndricas con punta semiesférica y con punta cónica, con lo que se extenderá el estudio reportado en [4].

Para alcanzar este objetivo se empleó la técnica de visualización de flujo conocida como *PIV*, (por sus siglas en inglés, *Particle Image Velocimetry*). Se trata de una técnica que permite capturar imágenes, tomadas a alta frecuencia de adquisición, de partículas “sembradas” en el fluido, a partir de las cuales es posible

determinar el campo de velocidad del flujo de un fluido, conociendo la posición de las partículas en momentos secuenciales [6]. El sistema está formado por un láser con el que se genera un plano de luz, partículas sembradas en el fluido, una cámara de alta velocidad, un filtro óptico para bloquear la luz emitida por la probeta caliente y una computadora con un *software* que permite digitalizar las imágenes y analizar las mismas, con la finalidad de obtener el campo de velocidades en el fluido [7].

## 1.2. Objetivos

- Determinar el efecto que la geometría (cónica vs. semiesférica) de la punta de la probeta provoca en la dinámica de fluidos en la vecindad que rodea a la superficie de la probeta, en presencia de la capa de vapor.
- Caracterizar el patrón de flujo y el campo de velocidad obtenidos tanto en condiciones isotérmicas (probeta en agua a 70 °C) como en condiciones no – isotérmicas (probeta templada desde 900 °C en agua a 70 °C), para dos velocidades de flujo de agua: 0.2 y 0.25 m/s, con probetas cilíndricas con punta cónica y punta semiesférica templadas en un dispositivo a escala laboratorio.
- Relacionar los resultados de los patrones de flujo y el campo de velocidad con los que se obtienen del análisis de curvas de enfriamiento correspondientes, así como con la cinemática del frente de mojado.
- Comprender el efecto que las características de la dinámica de fluidos tienen sobre la duración de la capa de vapor y, por ende, los efectos que esto provoca en el comportamiento posterior de la curva de *flux* de extracción de calor en la superficie de las probetas como función del tiempo.



### 1.3. Hipótesis

Los patrones de flujo determinados experimentalmente permitirán explicar el ciclo de vida de la capa de vapor para las dos geometrías de interés. Las probetas con punta cónica y punta semiesférica producirán patrones de flujo que ofrecen ventajas en la extracción de calor con respecto a probetas de base plana, ya que generarán menores perturbaciones en las líneas de corriente del flujo de fluido y por ende la duración de la capa de vapor será menor.

### 1.4. Metas

- i. Obtener historias térmicas locales ( $T$  vs.  $t$ ) durante el temple de las probetas con punta semiesférica y punta cónica, desde una temperatura de  $900\text{ }^{\circ}\text{C}$  en agua a  $70\text{ }^{\circ}\text{C}$  con dos velocidades de flujo libre:  $0.20$  y  $0.25\text{ m/s}$  y, al mismo tiempo, obtener videograbaciones que permitan realizar subsecuentes análisis de la cinemática del frente de mojado. Estimar la rapidez del frente de mojado para cada condición experimental implementada.
- ii. Obtener secuencias de imágenes durante el temple desde  $900\text{ }^{\circ}\text{C}$  (condiciones no – isotérmicas) y a  $70\text{ }^{\circ}\text{C}$  (condiciones isotérmicas), del sistema dopado con partículas de poliamida de  $50\text{ }\mu\text{m}$  de diámetro, empleando un láser continuo de Helio – Neón con una potencia de  $2\text{ Watts}$ , diferente a los usados por equipos de PIV que son láseres pulsados, que pueden alcanzar pulsos de entre  $100$  y  $500\text{ mJ}$  y con frecuencias de repetición de varias decenas de Hertzios, y una cámara de alta velocidad.
- iii. Analizar las imágenes obtenidas para determinar tanto las líneas de corriente como los vectores locales de velocidad en el fluido, en una región cercana a la punta de la probeta.

## **2. Antecedentes**

### **2.1. Tratamiento térmico de temple**

Los tratamientos térmicos son ciclos de calentamiento y enfriamiento controlados, realizados a componentes sólidos; la mayoría de los tratamientos térmicos industriales se aplican a componentes fabricados con acero. El objetivo es producir transformaciones de fase que ocurren en condiciones fuera del equilibrio, esto es, que dependen de la rapidez de transferencia tanto de energía como de masa [2].

El objetivo específico del proceso de temple de acero es incrementar, significativamente, la dureza del componente. Consta de tres etapas: 1) calentamiento hasta la temperatura de austenización, 2) sostenimiento a dicha temperatura para asegurarse de la homogenización de la microestructura (austenita) y, finalmente, 3) un enfriamiento súbito, con el que se busca evitar las transformaciones controladas por difusión (austenita a ferrita, perlita o bainita) y dar paso a la transformación adifusional a martensita [8].

Por otro lado, las altas rapidezces de enfriamiento empleadas durante un temple generan un problema crítico: esfuerzos residuales (que eventualmente pueden terminar en fisuras, grietas e incluso fractura de los componentes metálicos). Estos se deben tanto a los gradientes térmicos producidos por la extracción de calor como a los cambios volumétricos relacionados con la transformación de fase. Por esta razón, se busca que las rapidezces de enfriamiento sean lo más bajas posibles pero que aseguren la transformación a martensita.

El temple por inmersión en líquidos vaporizables, tales como agua, aceites vegetales, aceites derivados del petróleo y soluciones acuosas poliméricas, es la técnica más empleada en el ámbito industrial, aunque no es la única.

Los resultados de un temple por inmersión dependen de diversos factores, como son las dimensiones y geometría de las piezas templadas, así como la templabilidad del acero a tratar; por otro lado, es importante el tipo de medio de temple usado, así como sus principales características de operación, como lo son la temperatura del baño y el nivel de agitación.

### **2.1.1. Diseño y control de procesos de temple**

El objetivo del proceso de temple de aceros es realizar la transformación de austenita a martensita, logrando que la distorsión en las piezas sea la menor posible. Para lograr este objetivo, se cuentan con tres niveles de metodologías que habitualmente son empleadas para diseñar, controlar y optimizar los diversos procesos de temple: 1) metodología empírica, 2) pruebas a escala laboratorio, e 3) ingeniería de procesos [2].

La metodología empírica consiste en una serie de pruebas en las que se realizan modificaciones a las variables de control de proceso, para evaluar cuál es su efecto en los resultados. Como puede intuirse, esta metodología es muy costosa y lleva mucho tiempo, ya que las pruebas se realizan sobre el proceso en tiempo real, situación que pone en riesgo la calidad del producto obtenido [9].

Las pruebas a escala laboratorio se han diseñado atendiendo a la necesidad de simplificar y controlar los fenómenos complejos que ocurren durante procesos metalúrgicos tales como el temple [10]. Se trata de pruebas en las que se someten a experimento probetas estandarizadas bajo normas internacionales, en las que se mantienen algunas variables fijas y se estudia el efecto de cada una de ellas, por separado, en el resultado final del proceso. Por ejemplo, para caracterizar la capacidad de endurecimiento de los aceros, se diseñó el ensayo Jominy, que consiste en el enfriamiento de una barra de acero de interés, poniendo en contacto

una columna de agua con la base de la probeta, lo que genera un perfil de dureza a lo largo de la barra templada [11].

Finalmente, la ingeniería de procesos está basada en modelos físicos y matemáticos de los diversos fenómenos observados en cada proceso, complementados con mediciones realizadas en planta o en plantas piloto, además de mediciones de laboratorio que evalúen el fenómeno de transporte estudiado y/o las propiedades termodinámicas involucradas [11].

### **2.1.2. Medios de temple**

El requerimiento principal de un medio de temple es que pueda extraer calor de la mayor porción de sección transversal de la pieza posible, a una rapidez que no sea menor que la llamada *rapidez de enfriamiento crítica*, esto es, la rapidez de enfriamiento mínima para producir solo martensita. Si este requerimiento se cumple, no se llevarán a cabo las transformaciones difusionales y, por lo tanto, la microestructura obtenida en la pieza templada será martensita o en su caso bainita, de ser así requerido [12].

Estos requerimientos son necesarios, mas no son suficientes. Con los medios de temple modernos, se busca que cumplan además con el siguiente listado [12]:

- La rapidez de enfriamiento producida por el medio debe ser tal que, sobre todo a temperaturas cercanas a la de transformación martensítica  $M_s$ , sea la mínima posible, con la finalidad de disminuir la distorsión.
- Que presente estabilidad química durante su vida útil, es decir que no sufra descomposición térmica ni oxidación.

- No debe interactuar químicamente con la superficie de la pieza templada ni con la del tanque de temple; en caso de que el temple se realice en atmósfera protectora, el medio tampoco debe interactuar con esa atmósfera [13].
- Deben cumplir con las normas estándar relacionadas con toxicidad, inflamabilidad y protección tanto del medio ambiente como del ambiente de trabajo.
- Los residuos del medio de temple deben ser fácilmente removibles de la superficie de las piezas templadas y la razón costo por unidad de producción debe ser bajo.

### **2.1.3. Caracterización del medio de temple**

Los medios de temple se clasifican habitualmente de acuerdo con su estado de agregación: líquidos (que son los más usados) y gaseosos [14].

Sin embargo, existen medios de temple mixtos, como el denominado lecho fluidizado, que consta de partículas sólidas suspendidas en algún gas, que habitualmente es aire [12]. También se suelen emplear otros medios mixtos como es el caso de atomizaciones agua – aire o vaporizaciones de agua [12].

A su vez, el grupo formado por los medios de temple líquidos se puede dividir en tres subgrupos: a) medios de temple cuyo componente base es agua, b) aquellos cuyo componente base es aceite (artificial o natural) y c) medios cuyo componente base son sales fundidas o metales fundidos [15].

Los medios de enfriamiento cuyo componente base es agua, pueden ser también clasificados como medios con evaporación y sin evaporación, dependiendo

de la presencia de ebullición en el rango de temperaturas en las que se lleva a cabo el temple. Estos dos tipos de medio de temple difieren en sus mecanismos de transferencia de calor, lo que impacta en la cinética de enfriamiento durante el temple y, por ende, en la cinética de transformación de fase [12].

Para poder seleccionar los medios de temple, se busca comparar la capacidad de extracción de calor en condiciones similares. El *poder de enfriamiento* puede ser descrito por medio de varios coeficientes [16], como son:

- Factor de *Grossman* ( $H$ ) [17]
- Coeficiente de transferencia de calor convectivo  $\left(h, \frac{W}{K \cdot m^2}\right)$
- Tiempo que le toma enfriar a la pieza templada de 800 a 500 °C
- *Curvas de enfriamiento*, que representan las variaciones de la temperatura como función del tiempo en una posición al interior de la pieza

Es posible cuantificar el poder de enfriamiento promedio de varios medios de temple, si se realizan comparaciones cuantitativas entre algunos de los coeficientes antes mencionados. Sin embargo, es más eficiente obtener información más detallada directamente de las curvas de enfriamiento [12].

#### **2.1.4. Curvas de enfriamiento**

La metodología más empleada para caracterizar los complejos mecanismos que se llevan a cabo durante el temple de piezas metálicas es el *análisis de curvas de enfriamiento*, que se realiza bajo condiciones controladas, usualmente en el laboratorio [2].

Las curvas de enfriamiento se obtienen al templear una probeta fabricada con materiales diversos que determinan los estándares internacionales [2]. Típicamente están fabricadas con plata, *Inconel* (que es una aleación base níquel, con hierro y cromo) o acero inoxidable. En algunas ocasiones se emplea una probeta de acero inoxidable, con la intención de minimizar la formación de capa de óxido en su superficie o con la intención de evitar que se presente la transformación de fase austenita – martensita, normalmente cuando el objetivo del estudio no está relacionado con la cinética de transformación de fase [18].

Se emplea un adquisidor de datos de alta frecuencia de adquisición, que registra la temperatura medida por uno o más termopares introducidos en posiciones específicas dentro de la probeta. La curva de enfriamiento se construye a partir de graficar los datos de temperatura como función del tiempo; esta curva indica las características de extracción de calor durante el temple de la probeta [19].

En la Figura 2.1 se pueden apreciar dos curvas de enfriamiento típicas, medidas en el centro geométrico y en la superficie de una probeta cilíndrica de acero inoxidable (12.5 mm diámetro x60 mm longitud) [1]. Se pueden apreciar las cuatro etapas del proceso de transferencia de calor, desde que la probeta se encuentra a temperatura de austenización y hasta que es enfriada a temperatura cercana a la del ambiente.

En la Figura 2.1 puede apreciarse la etapa  $A^1$  (en el extremo superior izquierdo), que corresponde al efecto de la inmersión de la probeta en el medio de temple. Esta etapa recibe el nombre de “etapa de contacto inicial con el líquido” y se caracteriza por la formación de burbujas, procedentes de la formación de la capa de vapor que envuelve a la superficie de la probeta.

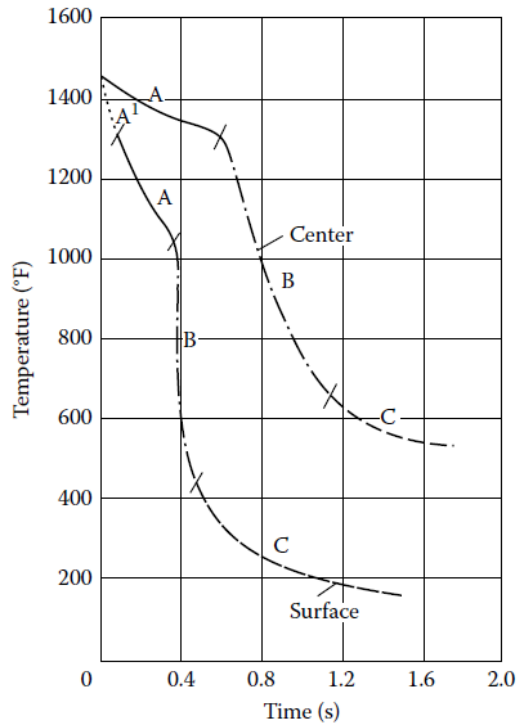


Figura 2. 1. Curva de enfriamiento medida en el centro y superficie de una probeta templada [20].

La etapa  $A^1$  suele tener tiempos de duración del orden de 0.1 s (tiempos mayores resultan de temperaturas del medio mayores o de piezas con secciones transversales grandes) y, relativamente, carece de importancia en la determinación de las características de transferencia de calor. Se detecta sólo cuando se usan equipos de adquisición de datos muy sensibles y es indetectable cuando el medio temple es viscoso o contiene gases sin disolver, o cuando el baño de temple es usado a temperaturas cercanas a la de ebullición del líquido que lo conforma [20].

La etapa  $A$  se conoce como “etapa de enfriamiento con capa de vapor” ; consiste en la formación de una capa de vapor continua que envuelve a la pieza de temple. Esto sucede cuando la cantidad de calor proveída por la superficie de la probeta supera la máxima cantidad de calor necesaria para la formación de vapor en la pieza. En esta etapa el enfriamiento es lento, porque la capa que envuelve a la pieza actúa como aislante térmico; el enfriamiento ocurre principalmente por radiación a



través de la capa de vapor. Termina cuando se alcanza la temperatura de Leidenfrost.

Hace más de 200 años, J. G. Leidenfrost describió el proceso de mojado [21]. Se denomina *temperatura de Leidenfrost* a la temperatura de la superficie a la cual la capa de vapor colapsa, provocando que en la superficie del metal comience el proceso de mojado. La cinemática de mojado puede ser vista como una variable de control del enfriamiento de la pieza, así como una característica distintiva del medio de temple [22].

La etapa *B* recibe el nombre de “etapa de enfriamiento con formación de burbujas”; produce una alta rapidez de transferencia de calor y comienza cuando la temperatura de la superficie del metal ha disminuido tanto que la capa de vapor colapsa. El punto de ebullición del líquido de temple determina el final de esta etapa. El tamaño y forma de las burbujas de vapor formadas durante esta etapa son los factores más importantes que determinan su duración, así como la rapidez de enfriamiento producida.

La etapa *C* es conocida como “etapa de enfriamiento con convección pura”. La rapidez de enfriamiento en esta etapa es más lenta que la desarrollada en la etapa *B*. Comienza cuando la temperatura de la superficie del metal disminuye por debajo del rango de temperaturas de ebullición del líquido de temple. Por debajo de esta temperatura, la ebullición se detiene y ocurre el enfriamiento lento, el cual se lleva a cabo mediante conducción y convección. La diferencia entre la temperatura de ebullición del medio y la temperatura a la cual se encuentre este, es la mayor influencia en la rapidez de transferencia de calor. La viscosidad del medio de temple también es un factor que afecta a la rapidez de enfriamiento de esta etapa.

### 2.1.5. Agua como medio de temple

El análisis de curvas de enfriamiento puede ser realizado para cualquier medio de enfriamiento empleado en el temple de componentes metálicos. Sin embargo, históricamente, el agua fue uno de los medios de temple más usados en el proceso de temple de aceros al carbono, aceros de baja aleación y en piezas con formas simples y que no son susceptibles de presentar una fractura [1].

Las principales propiedades termofísicas del agua son que presenta alto calor de vaporización específico y alta capacidad calorífica específica; en la Tabla 2.1 se muestran los valores de esas propiedades. Además, tiene un poder de enfriamiento significativo (alto coeficiente de extracción de calor).

Tabla 2. 1. Propiedades termofísicas del agua [12].

Propiedad	Símbolo	Unidades en S. I.	Valor
<b>Calor latente de vaporización específico</b> (0 – 100 °C)	$\Delta h_v$	$\frac{kJ}{kg}$	2495.4
<b>Capacidad calorífica específica a 15 °C</b>	$C_p$	$\frac{kJ}{K \cdot kg}$	4.18
<b>Conductividad térmica a 20 °C</b>	$k$	$\frac{W}{K \cdot m}$	0.68
<b>Coeficiente promedio de transferencia de calor</b>	$\bar{h}$	$\frac{W}{K \cdot m^2}$	3000 a 3500

La conductividad térmica es muy baja, comparada con los valores que presentan los metales. La temperatura de ebullición del agua es mucho menor que, por ejemplo, la de los aceites de temple. Esto es muy desfavorable, debido a que favorece la formación de una capa de vapor (como se explicó en la sección anterior) que aísla la extracción de calor de la superficie de la probeta, lo que puede provocar cambios en las transformaciones de fase requeridas en el material.

En la Figura 2.2 se puede apreciar el coeficiente de transferencia de calor convectivo, graficado como función de la temperatura de superficie de una pieza enfriada súbitamente en agua a 20 °C.

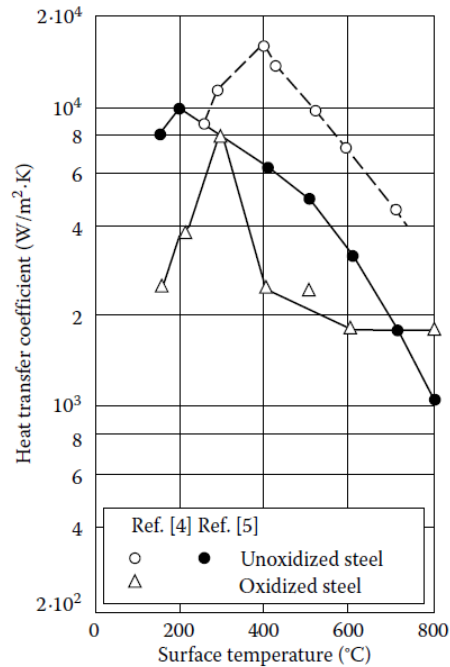


Figura 2. 2. Coeficiente de transferencia de calor convectivo durante el enfriamiento por inmersión en agua a 20 °C, para dos condiciones de oxidación de la probeta [20].

Se observa que el valor máximo del coeficiente se presenta a relativamente bajas temperaturas, en un rango entre 200-400 °C, que coincide con el rango de temperatura de la transformación martensítica, razón por la cual algunas piezas se fisuran al templarlas en agua, particularmente cuando el agua está a temperatura ambiente. Otra propiedad importante del agua es su capacidad para disolver diversos componentes inorgánicos (sales, ácidos, bases), componentes orgánicos e incluso gases. Una gran ventaja es que el agua tiene gran estabilidad térmica y química, y no es susceptible de descomponerse a las temperaturas de temple. Por otro lado, presenta una gran desventaja, y es que corroe fácilmente la superficie de productos de acero [12].

En la Figura 2.2 se observa también que la calidad superficial de la pieza templada impacta en las características con las que el medio de enfriamiento extraerá calor de la probeta. Cuando la pieza templada tenía una capa de óxido en su superficie, los valores del coeficiente de transferencia de calor disminuyeron considerablemente, comparados con los valores que presenta la probeta cuya superficie se encontraba libre de óxido.

Algunas otras ventajas del uso de agua como medio de temple son:

- No inflamable
- Bajo costo
- Sin riesgos para la salud
- Fácil remoción de residuos
- No presenta riesgo de daños ambientales cuando se desechan desperdicios al drenaje

Sin embargo, el uso de agua como medio de temple presenta una desventaja muy importante, que es el que la variación de su rapidez de enfriamiento como función de la temperatura no es adecuada, si se considera la cinética de transformación de fase de los aceros.

En el rango de temperaturas de superficie típica de la transformación martensítica (380-100 °C) el agua hierve y, por lo tanto, presenta su máximo de rapidez de enfriamiento. Al combinarse gradientes térmicos significativos con rapidez de transformación elevada, se generan esfuerzos residuales y distorsión significativos en piezas templadas en agua, lo cual suele ser causa de fracturas.

## 2.2. Temple por inmersión en medios vaporizables

El temple por inmersión se refiere al enfriamiento directo (usualmente en un baño líquido) de un metal, desde su temperatura de austenización hasta una temperatura al menos cercana a la del ambiente. Éste es el método más empleado para procesos de temple [23].

Varios factores están relacionados con el mecanismo de enfriamiento por inmersión [23]: a) características de la pieza de trabajo (como conductividad térmica o formas geométricas complejas que pueda presentar, como un engrane, por ejemplo) que afectan el transporte de calor hacia la superficie de la misma, b) condiciones superficiales de la pieza y condiciones externas (propiedades del medio de temple, por ejemplo) que afectan la disipación de calor, c) el poder de enfriamiento del fluido en reposo y en condiciones atmosféricas de presión y temperatura, y d) cambios en el poder de enfriamiento del fluido por cambios en la agitación del mismo y bajo condiciones no estándar de presión y temperatura.

Cuando el temple se realiza en un medio vaporizable y sin agitación, el líquido experimenta turbulencia debido a la ebullición de este, así como corrientes convectivas. Esta agitación mínima puede ser suficiente para disipar el calor acumulado desde el líquido que se encuentra en contacto con la superficie de la pieza templada [23]. Sin embargo, volúmenes de fluido más allá de la superficie se calentarán, o incluso pueden evaporarse, lo que puede afectar la cinética de extracción de calor.

Los líquidos de temple vaporizables producen cierta cantidad de vapor en casi todo el rango de temperaturas de operación del proceso de temple. A temperaturas mayores a la de ebullición del líquido, la generación de vapor es tan abundante, que se genera una capa de vapor que envuelve a toda la superficie de la pieza de trabajo. Dado que a través de esa capa el calor sigue siendo irradiado (mientras la temperatura sea suficientemente elevada para que la radiación sea significativa), la

capa de vapor seguirá existiendo. A la temperatura por arriba de la cual se mantiene la capa de vapor se le denomina “*temperatura característica*” [23].

A menores valores de la temperatura de la superficie, el vapor consiste en burbujas, que varían de tamaño dependiendo de la tensión superficial límite que se genera en la interfase líquido, vapor y el metal a las temperaturas correspondientes. Cuando en el líquido se forman numerosas burbujas pequeñas, que se desprenden fácilmente, se clasifican con el nombre de “*tamaño característico de burbuja*” del líquido [23]. Para cualquier líquido volátil, se presenta un estancamiento mecánico de las burbujas de vapor, situación que retarda en gran medida la transferencia de calor desde la pieza de trabajo. Esto hace evidente que, la baja volatilidad de un líquido de temple sea una propiedad muy deseable, con la finalidad de evitar que la extracción de calor de la pieza de trabajo se vea afectada.

Varios factores, además de la configuración de la pieza templada, pueden afectar el poder de enfriamiento del medio empleado [23]: a) sólidos depositados en la superficie de la pieza de trabajo, cuando son templadas en aceites, salmuera o soluciones acuosas; b) geles que pueden formarse en la interfaz líquido – gas de la capa de vapor debido al uso de una solución de tipo polimérica o alguna otra; c) depósitos que se forman o cambios que ocurren (por ejemplo, disociación o segregación de un aceite) en el líquido, afectando su viscosidad; y d) pérdida permanente de los constituyentes volátiles de un medio de enfriamiento debido al bajo punto de ebullición que este puede presentar.

### **2.2.1. Transferencia de calor durante el enfriamiento de metales por inmersión en medios vaporizables**

En la Figura 2.3 se muestran las variables más importantes que afectan al transporte de calor durante el temple por inmersión; en este ejemplo se muestra el caso de una esfera de níquel sumergida en agua [24]. En esta figura se grafica el

*flux* de calor en la superficie de la pieza de níquel como función de la temperatura de la superficie de la misma. Se evalúa el efecto del diámetro de la esfera, de la velocidad de flujo de agua y de la temperatura del agua.

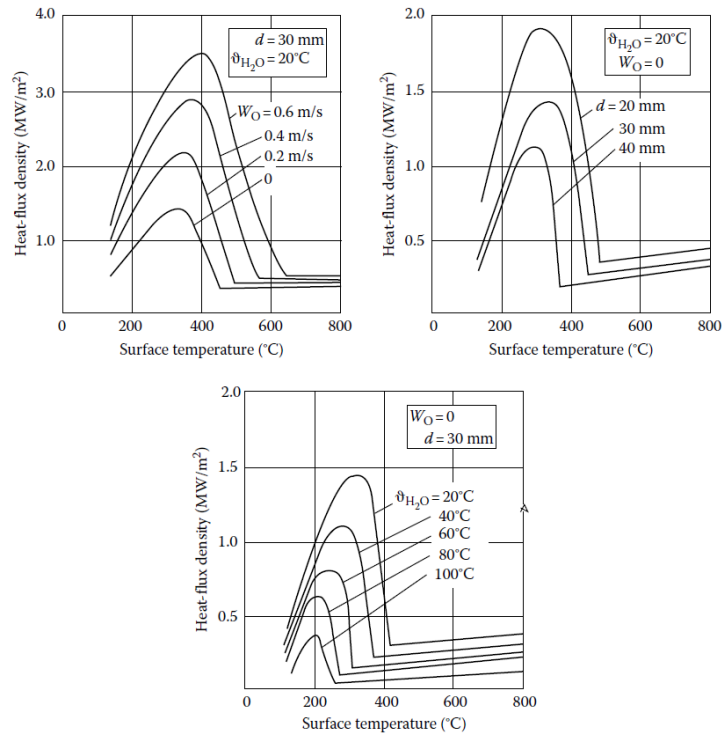


Figura 2. 3. Flux de calor (estimado) como función de la temperatura de superficie en una esfera de níquel para diversas condiciones del medio de temple: temperatura, velocidad de flujo y diámetro de la esfera [24].

En el rango de temperaturas en el que la capa de vapor es estable, el *flux* de calor se mantiene constante o decrece en muy pequeña proporción a medida que la temperatura de la superficie disminuye.

Se puede apreciar que, a medida que aumenta la velocidad de flujo de agua, el máximo valor de *flux* de calor también aumenta, mientras que la duración de la etapa de capa de vapor disminuye. Por otro lado, a medida que el diámetro de la esfera disminuye, el valor máximo del *flux* de calor aumenta y el rango de temperatura en el que la capa de vapor es estable, disminuye. Además, a medida que la

temperatura del agua aumenta, el valor del máximo *flux* de calor y el tiempo de duración de la capa de vapor disminuye.

En la Figura 2.4 se muestran las curvas de enfriamiento de la esfera de níquel enfriada en agua a diferentes temperaturas en agua en reposo y para diversos valores de velocidad de flujo de agua [24].

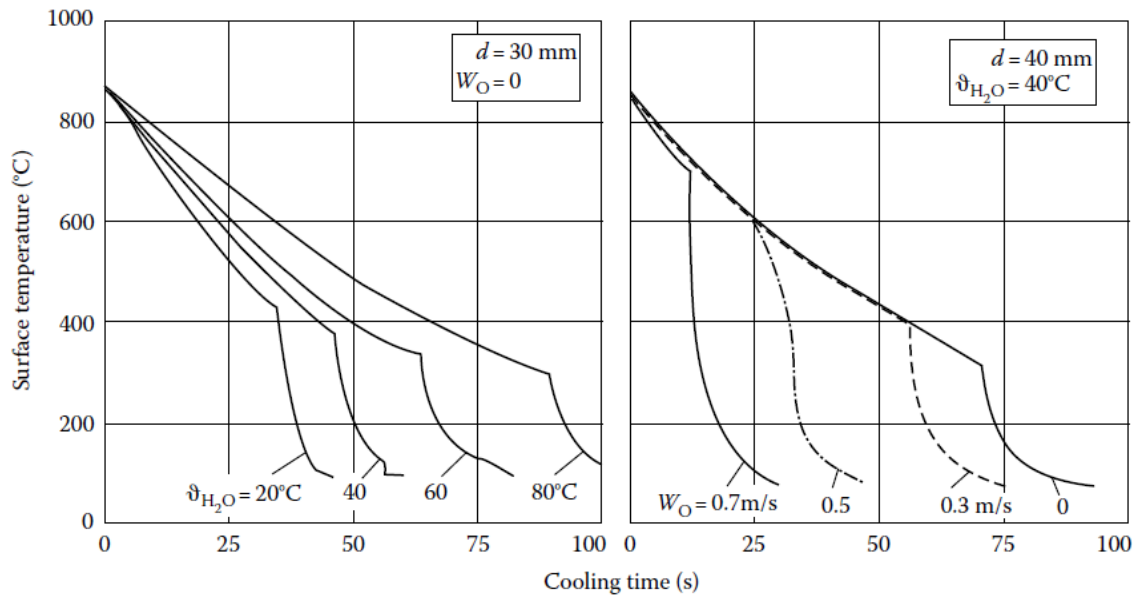


Figura 2. 4. Curvas de enfriamiento de una esfera de níquel enfriada en agua a diversas temperaturas y en reposo (izquierda) y a temperatura constante y diferentes velocidades de flujo (derecha) [24].

En la parte de la izquierda se puede apreciar el efecto de la temperatura del agua sobre la duración de la capa de vapor. A medida que la temperatura del agua aumenta, el tiempo de duración de la capa de vapor aumenta considerablemente (del orden de 15 s por cada aumento de 20 °C). También se puede ver que a medida que aumenta la temperatura del agua, la pendiente de la recta correspondiente a la etapa de capa de vapor disminuye, lo cual indica que el medio presenta un menor poder de extracción de calor. En la parte derecha, se evalúa el efecto de la velocidad de flujo de agua; se puede ver que, a medida que esta disminuye, el tiempo de duración de la capa de vapor aumenta, siendo el mayor tiempo de duración cuando el fluido se encuentra en reposo.



Cuanto más alta sea la temperatura de Leidenfrost, el tiempo de duración de la capa de vapor disminuye considerablemente; un aumento de la temperatura de Leidenfrost en unos grados, es suficiente para reducir el tiempo total de enfriamiento del sólido. Para aumentar la temperatura de Leidenfrost, es necesario aumentar la velocidad del flujo de agua o disminuir la temperatura de la misma [24].

En la Figura 2.5 se muestra la temperatura de Leidenfrost como función de la velocidad de flujo de fluido, la temperatura del baño, diversos diámetros de la pieza y dos geometrías de esta: esfera y cilindro [24].

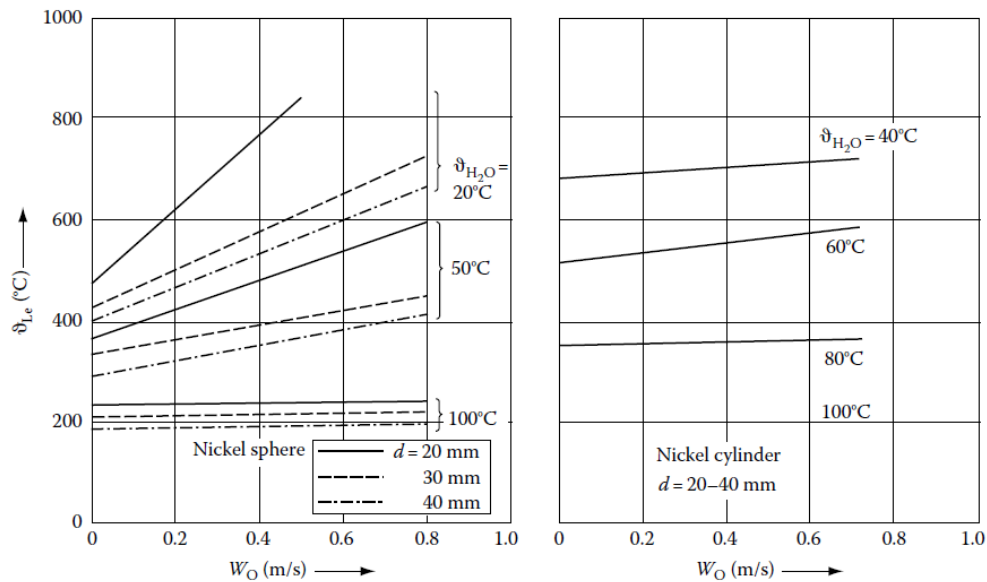


Figura 2. 5. Temperatura de Leidenfrost como función de la velocidad de flujo de fluido, al temperatura de baño y el diámetro de pieza, medido para dos geometrías: esfera (lado izquierdo) y cilindro (lado derecho) [24].

Se puede observar que, a medida que la velocidad de flujo de fluido aumenta, la temperatura del baño disminuye y el diámetro de la pieza disminuye, la temperatura de Leidenfrost se incrementa; sin embargo, esta tendencia es más significativa en el caso de la esfera. En la Figura 2.6 se muestra una comparación entre una esfera y un cilindro, ambos de níquel, i sumergidos en agua desde una temperatura inicial elevada.

En la esfera se puede apreciar una compacta capa de vapor; al alcanzar la temperatura de Leidenfrost, la capa de vapor colapsa y comienza la etapa de nucleación de burbujas, distribuidas uniformemente sobre la superficie [24]. En el caso del cilindro, se puede apreciar que la capa de vapor no es uniforme y presenta oscilaciones, es decir, fluctuaciones de vapor que recorren la longitud del cilindro.

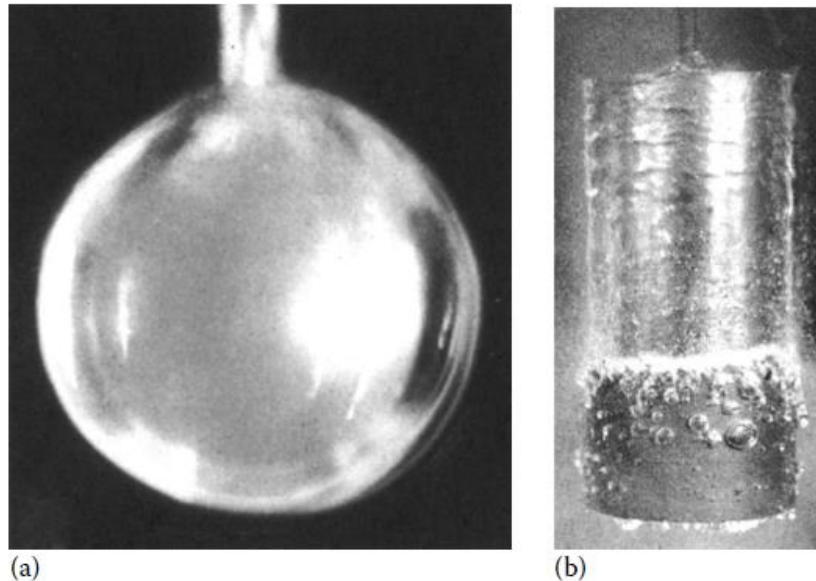


Figura 2. 6. Imágenes de la capa de vapor en una esfera (a) y en un cilindro (b) [24].

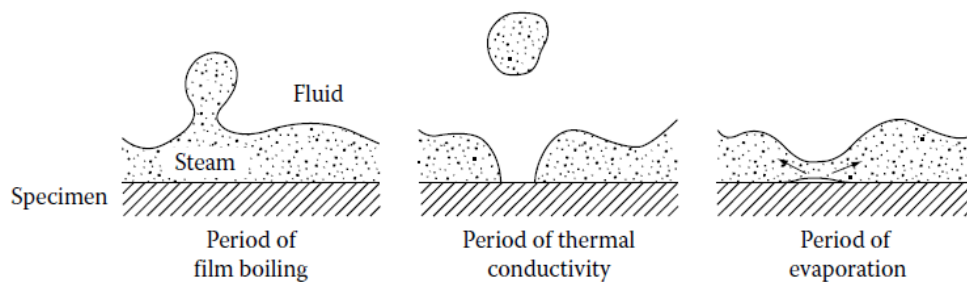
La capa de vapor colapsa primero en la base del cilindro, lo que produce una intercara vapor – líquido denominada “*frente de mojado*”, el cual se desplaza continuamente desde la base hasta la parte superior, debido al gradiente térmico generado en la dirección axial de la probeta cilíndrica [24].

### 2.2.2. Cinemática del frente de mojado

El proceso de “*mojado*” ocurre en la superficie de metales durante su temple por inmersión en líquidos con temperaturas de ebullición menores que la temperatura inicial del metal. Los medios de temple usados hoy en día tienen temperaturas de ebullición menores a las del metal antes de sumergirlo (que son mayores a 800 °C

para el temple de aceros); de hecho, la mayoría de estos medios de temple tienen temperaturas de ebullición en el rango de 100-300 °C (agua y soluciones acuosas de polímeros) a presión atmosférica. En las piezas templadas en estos fluidos, es común que el proceso de mojado sea dependiente del tiempo, lo que influye tanto en el proceso de enfriamiento como en la dureza obtenida [25].

Un cuerpo caliente, sumergido en un líquido vaporizable, vuelve a entrar en contacto con el mismo debido a la ruptura de la capa de vapor, lo que ocurre cuando la temperatura del metal ha descendido tanto que se igualó con la temperatura de Leidenfrost, es en este momento cuando se genera el frente de mojado. La humectación es intermitente y está influida por diversos mecanismos simultáneos de transferencia de calor: radiación y conducción a través de la capa de vapor, sólo conducción de calor y evaporación en la superficie. Estos tres momentos se muestran en la Figura 2.7.



*Figura 2. 7. Transferencia de calor en las fases de humectación durante el colapso de la capa de vapor [25].*

La velocidad de avance del frente de mojado está determinada por las propiedades termofísicas tanto del metal como del fluido, así como por otras características de ambos [25]:

- Distribución de la temperatura de superficie
- Difusividad térmica  $\alpha$  del metal
- Rugosidad superficial del metal

- Capas de óxido o de materiales orgánicos depositados en la superficie
- Geometría de la pieza y su efecto en la dinámica del fluido alrededor de la misma, así como la convección generada en el fluido
- La temperatura de ebullición del medio de temple y la temperatura de Leidenfrost que este produce
- Viscosidad dinámica, capacidad térmica y tensión superficial del fluido/metal
- Temperatura del baño y convección forzada

La velocidad de frente de mojado puede ser determinada experimentalmente. Un ejemplo típico de avance de frente de mojado se muestra en la Figura 2.8, para la superficie templada de un cilindro de acero austenítico al Cr – Ni [25]. El medio de temple es agua a 35 °C.

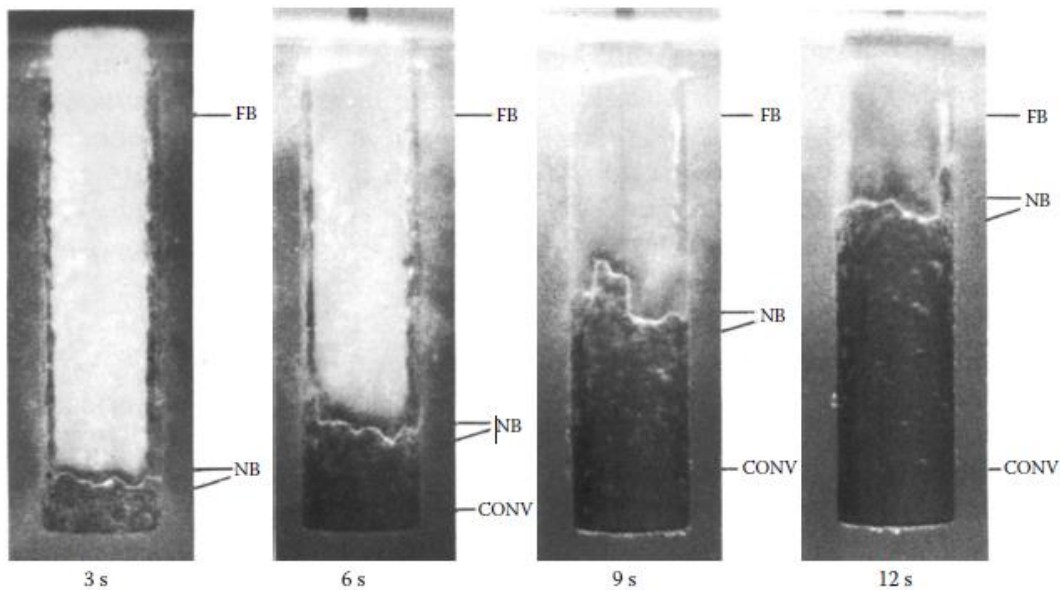


Figura 2. 8. Proceso de transición de tres fases: capa de vapor (FB), nucleación de burbujas (NB) y transferencia de calor por convección (CONV) para el enfriamiento por inmersión de un cilindro (25 X 100 mm) de acero austenítico Ni – Cr [25].

Se puede apreciar que el movimiento del frente de mojado comienza en la base de la probeta y avanza con dirección a la parte superior de esta. El tiempo requerido

para que el frente recorra toda la probeta es aproximadamente 20 segundos para este caso. Las tres fases del enfriamiento están presentes simultáneamente en la superficie de la probeta durante un tiempo significativo. Claramente, el enfriamiento de la probeta está sujeto a variaciones locales de temperatura de la superficie significativas [25].

El mecanismo de transferencia de calor durante el enfriamiento a través de la capa de vapor se muestra en la Figura 2.9 [3]. El calor es transportado desde la superficie del metal a través del espesor de la capa de vapor por medio de conducción ( $\dot{q}_\lambda$ ) y por radiación ( $\dot{q}_g$ ). Sólo una pequeña porción del calor extraído de la probeta es disipado por convección del líquido ( $\dot{q}_\alpha$ ). El calor remanente ( $\dot{q}_v$ ) vaporiza más líquido y mantiene a la capa de vapor.

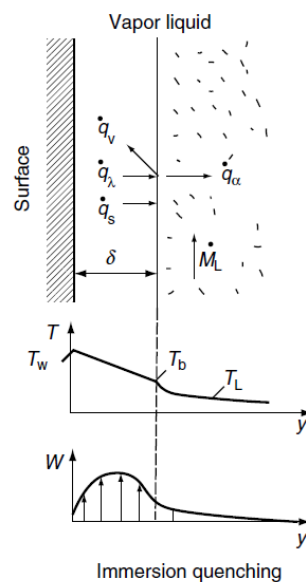


Figura 2. 9. Esquema del mecanismo de transferencia de calor a través de la capa de vapor formada durante el temple de una pieza metálica por inmersión [3].

El vapor caliente fluye hacia arriba, mientras que en la interfaz vapor – líquido se generan burbujas que pasan de la capa de vapor al seno del fluido. Posteriormente, un adelgazamiento local de la capa de vapor incrementa el flujo de

calor por conducción ( $\dot{q}_\lambda$ ), resultando en una evaporación adicional de fluido, lo cual sostiene la película de vapor.

Conforme la temperatura de la superficie del metal disminuye, el espesor de la capa de vapor también disminuye hasta que el líquido comienza a hacer contacto con el metal, que es el momento en el que colapsa la capa de vapor.

Cuando la temperatura del baño aumenta, la energía requerida para la evaporación del fluido disminuye y es proporcional a la diferencia entre la temperatura de trabajo del líquido y el punto de ebullición de este [3].

Como ya se mencionó, una herramienta comúnmente utilizada en la industria de los tratamientos térmicos es el análisis de curvas de enfriamiento [2]. Consiste en medir la respuesta térmica al interior de una probeta (usualmente fabricada con un material que no sufra transformaciones de fase durante el enfriamiento) sujeta a enfriamiento súbito [26]. A partir de la respuesta térmica es posible determinar parámetros que caracterizan el poder de enfriamiento del medio de temple [27] y [28]. Los estándares internacionales relacionados con curvas de enfriamiento utilizan probetas cilíndricas de base plana [29] - [30].

El efecto de la temperatura del medio de temple sobre la curva de enfriamiento se puede apreciar en la Figura 2.10, para curvas medidas en el centro de una probeta de Inconel 600 (12.5 mm X 60 mm). Con el incremento de la temperatura del medio, se incrementa la duración de la capa de vapor, lo que se puede apreciar en las curvas por el retardo en la transición de baja a alta rapidez de enfriamiento [3].

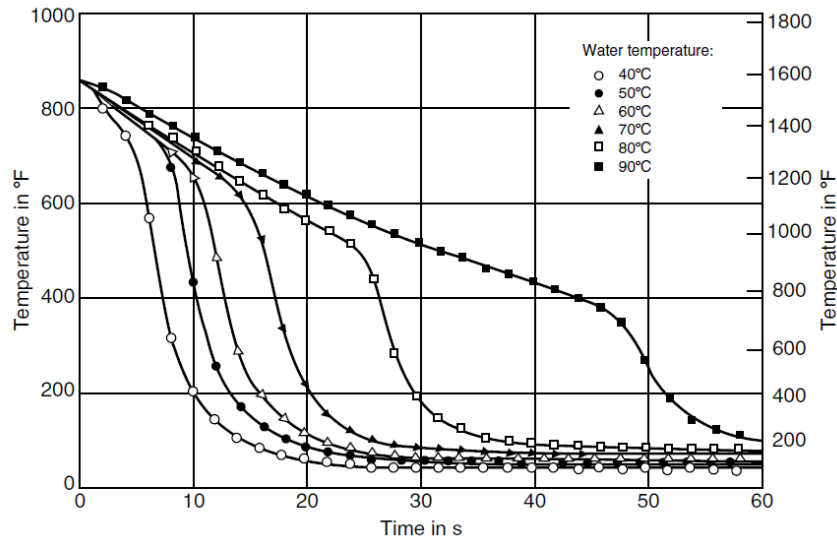
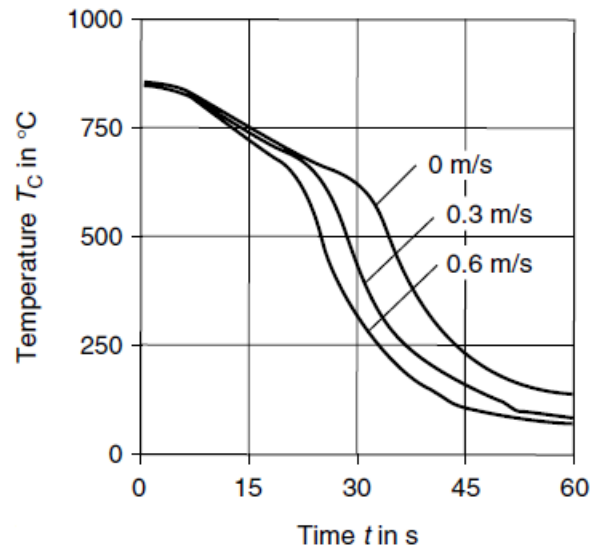


Figura 2. 10. Efecto de la temperatura del medio de temple sobre la curva de enfriamiento medida en el centro de una probeta Inconel 600 (12.5 mm x60 mm) templada en agua fluyendo a 0.25 m/s [3].

Otro factor que influye en la duración de la capa de vapor y, por ende, en las características de la extracción de calor, es el perfil de velocidad tanto en el líquido como en el vapor. En la parte inferior de la Figura 2.9 se puede apreciar la forma que tiene ese perfil, causado por el flujo de vapor impulsado por flotabilidad y por agitación producida por la convección forzada. Una alta velocidad de flujo incrementa la transferencia de calor por convección del líquido ( $\dot{q}_\alpha$ ) y reduce el espesor de la capa de vapor ( $\delta$ ), lo que reduce el tiempo de duración de la capa de vapor.

En la Figura 2.11 se puede apreciar el efecto de la velocidad de flujo del fluido sobre las curvas de enfriamiento medidas en el centro de probetas de acero inoxidable austenítico, templado en agua a 60 °C.



*Figura 2. 11. Efecto de la velocidad de flujo del medio de temple sobre la curva de enfriamiento medida en el centro de una probeta de acero inoxidable austenítico [3].*

En el rango en el que la capa de vapor se mantiene, la temperatura de la probeta decrece lentamente, casi independiente de la velocidad de flujo de fluido. Cuando la capa de vapor colapsa, la temperatura de la probeta decrece rápidamente. Así, la transición de baja a alta rapidez de enfriamiento puede ser fuertemente influida por la velocidad de flujo del fluido, debido a que genera turbulencia [3].

Se puede apreciar también, de la Figura 2.11, que a medida que la velocidad de flujo de fluido aumenta, la capa de vapor dura menos tiempo, toda vez que el rango de tiempo en que la temperatura de la probeta decrece lentamente es menor a medida que la velocidad de flujo aumenta.

El tipo de medio de temple también determina considerablemente a la cinética de extracción de calor. En la Figura 2.12 se pueden apreciar las curvas de enfriamiento medidas en probetas cilíndricas (25 mm de diámetro) de acero inoxidable, templadas: en agua a dos temperaturas, en solución acuosa polimérica al 10% y en aceite de temple rápido. En todos los casos, la velocidad de flujo es de 0.6 m/s.



Se puede apreciar que, para distintos medios a una misma temperatura, las características de las curvas de enfriamiento difieren sustancialmente. Por ejemplo, en el caso de las curvas del agua y aceite a 60 °C, la curva correspondiente al agua presenta una larga duración de capa de vapor, mientras que la curva correspondiente al aceite prácticamente no presenta esa etapa. Además, a temperaturas cercanas a 300 °C, la curva del agua aún presenta alta rapidez de enfriamiento, mientras que la correspondiente al aceite muestra baja rapidez de enfriamiento.

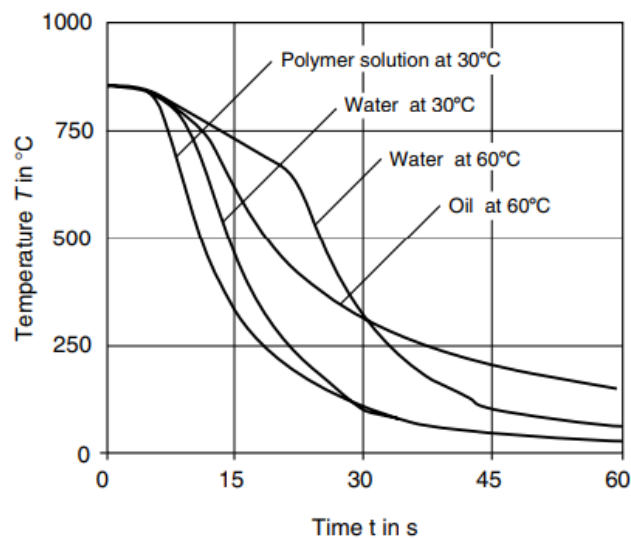


Figura 2. 12. Influencia del medio de temple sobre la curva de enfriamiento medida en una probeta cilíndrica de acero inoxidable, con el medio de enfriamiento fluyendo a 0.6 m/s [3].

Por otro lado, la calidad superficial de las probetas, así como las posibles capas superficiales que presenten (como pueden ser de óxido o de materiales orgánicos) influyen sobre el proceso de enfriamiento. Por ejemplo, los aceros aleados con cromo son resistentes a la oxidación en función de la concentración de óxido de cromo que presenten en la superficie; éstas capas de óxido de cromo generan que la superficie se torne rugosa y la conductividad térmica se reduzca considerablemente [3].

En la Figura 2.13 se puede apreciar una comparación de intervalo de tiempo de mojado (considerado como el intervalo de tiempo que transcurre desde que rompe la capa de vapor y hasta que desaparece por completo), en probetas cilíndricas de acero inoxidable austenítico calentadas a 850 °C en atmósfera oxidante y otras en una atmósfera protectora, para posteriormente ser templadas en agua a 20 y 50 °C, fluyendo a diversas velocidades de flujo.

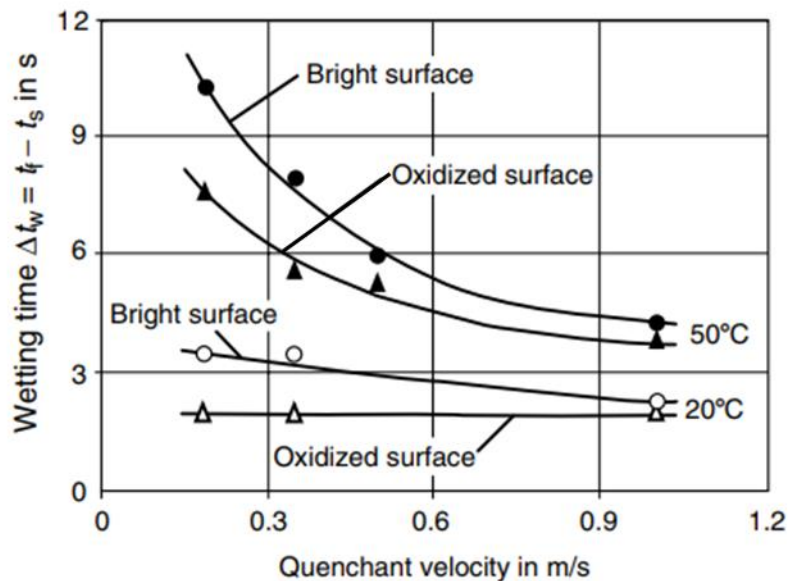


Figura 2. 13. Influencia de oxidación superficial en el intervalo de tiempo de mojado (ruptura y desaparición de capa de vapor), en probetas de acero inoxidable austenítico calentadas en atmósferas oxidante y protectora, y templadas en agua [3].

Se puede apreciar que el tiempo de mojado es menor cuando la superficie está oxidada, se reduce más a medida que aumenta la velocidad de flujo del fluido, y es sustancialmente menor cuando la temperatura del medio de temple es menor.

Durante la fase de la capa de vapor, el calor es extraído de la probeta mediante la evaporación del fluido, por conducción a través de la capa de vapor hacia el baño y por radiación. Realizando un balance térmico de todo el conjunto de mecanismos de transferencia de calor, considerando como variable el espesor de la capa de vapor ( $\delta$ ), se obtiene que el espesor de la capa es directamente proporcional a la

conductividad térmica de la misma e inversamente proporcional al calor absorbido por el fluido y al calor absorbido por la evaporación [25]. Esta relación se expresa en la Ecuación 2.1 [25].

$$\delta = \frac{\lambda_d}{\alpha_f \cdot \frac{(T_s - T_b)}{(T_w - T_s)} + \frac{m_d \cdot \Delta h_f}{A \cdot (T_w - T_s)} - \epsilon_{w,f} \cdot T_s^3 \cdot \sigma \cdot \left(\frac{T_w}{T_s}\right)} \quad (\text{Ec. 2. 1})$$

Donde:

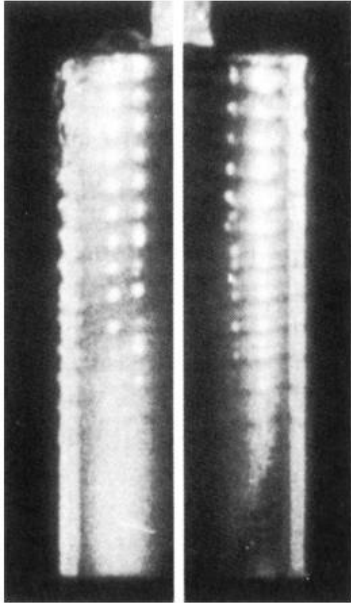
A es el área,  $m_d$  es el flujo de vapor,  $\Delta h_f$  es la entalpía de vaporización del fluido,  $T_b$  es temperatura del baño,  $T_s$  es temperatura de ebullición del baño,  $T_w$  es temperatura de la superficie de la probeta,  $\alpha_f$  es coeficiente de transferencia de calor,  $\delta$  espesor de la capa de vapor,  $\lambda$  es conductividad térmica de la capa de vapor,  $\epsilon_{w,f}$  emisividad de la superficie de la probeta y  $\sigma$  es la constante de Stefan – Boltzmann.

De esta relación también se puede deducir que el espesor de la capa de vapor se incrementa a medida que la diferencia de temperatura entre la de ebullición del fluido y la del baño disminuye, y que el espesor toma un valor de cero (cuando se produce el frente de mojado en el metal) cuando la temperatura de la superficie de la pieza se iguala con la temperatura de ebullición del fluido [25].

### **2.2.3. Efecto de la temperatura del baño sobre el frente de mojado**

Durante la etapa capa de vapor, se forman burbujas en la interfaz vapor – líquido y el calor emitido por la pieza provoca una evaporación adicional de fluido en la interfaz. El fluido se evapora en el borde de la capa, lo que provoca que la capa de vapor se mantenga. A medida que la temperatura de la superficie desciende, el espesor de la capa de vapor disminuye. El vapor que fluye hacia arriba a través de la interfaz genera una perturbación perceptible, tomando forma de ondas

ascendentes. Esta perturbación se magnifica con la disminución de la temperatura de superficie y se propaga hacia abajo, como puede apreciarse en la Figura 2.14 [25].



*Figura 2. 14. Ondas formadas en el interfaz fluido – vapor durante la etapa de capa de vapor en la superficie de una probeta cilíndrica de acero al Ni – Cr (40 mm diámetro x 80 mm de longitud), enfriada por inmersión en una solución acuosa polimérica al 10%, a una temperatura de 25 °C. En el lado izquierdo a 10 ms antes de la formación del frente de mojado y a lado derecho a 5 ms después de la formación del frente de mojado [25].*

La cantidad de energía requerida para la evaporación de fluido disminuye a medida que la temperatura del baño aumenta. Así, la capa de vapor alcanza un mayor espesor (como se puede apreciar de la Ecuación 2.1) y se mantiene a temperaturas más bajas de la probeta.

En la Figura 2.15 se muestran curvas de enfriamiento medidas en el centro de una probeta cilíndrica de plata durante su enfriamiento por inmersión. El rango de duración de la capa de vapor se expande incluso hasta aproximadamente 300 K, cuando la temperatura del baño de agua se incrementa hasta 95 °C. La alta difusividad térmica de la plata permite determinar el inicio del frente de mojado, a pesar de que las curvas de enfriamiento fueron medidas en el centro de la probeta.

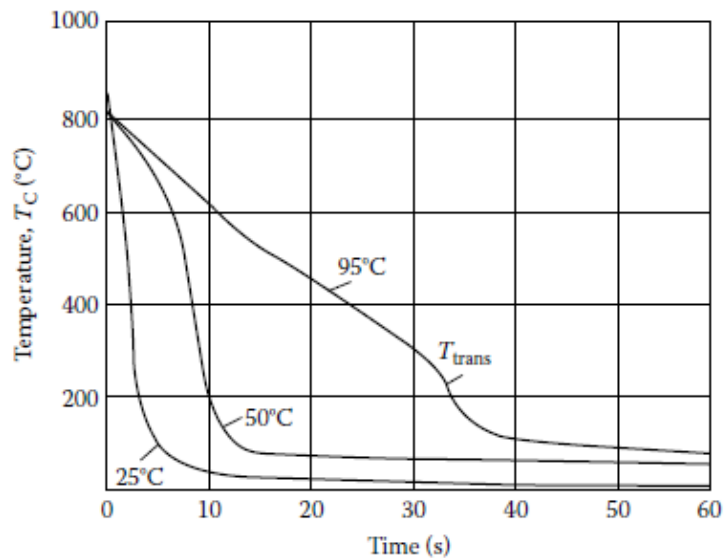


Figura 2. 15. Influencia de la temperatura del baño de temple en la curva de enfriamiento medida en el centro de probetas cilíndricas de plata (15 mm diámetro x 45 mm de longitud), durante su enfriamiento por inmersión en agua [25].

El alto valor del *flux* de calor extraído durante la fase de nucleación de burbujas se debe a dos factores: a) el fluido es evaporado por contacto con la superficie de la probeta y b) la elevación impulsada por fuerza de flotabilidad de las burbujas generadas en las cercanías de la superficie de la probeta genera convección intensa, lo cual aumenta la transferencia de calor en varios órdenes de magnitud [25].

Con el incremento de la temperatura del baño, la energía requerida para la evaporación del fluido disminuye y el espesor de la capa de vapor aumenta. Al mismo tiempo, la elevación impulsada por fuerza de gravedad de las burbujas generadas en la cercanía de la superficie de la probeta se reduce debido a que la diferencia de densidades decrece y la tensión superficial se reduce, por lo que la convección y su respectiva transferencia de calor, se reducen [25].

En la Figura 2.16 se puede apreciar que, con un incremento de la temperatura del baño, se reduce la velocidad del frente de mojado. Los datos son para el enfriamiento de una pieza cilíndrica de aleación base níquel [25].

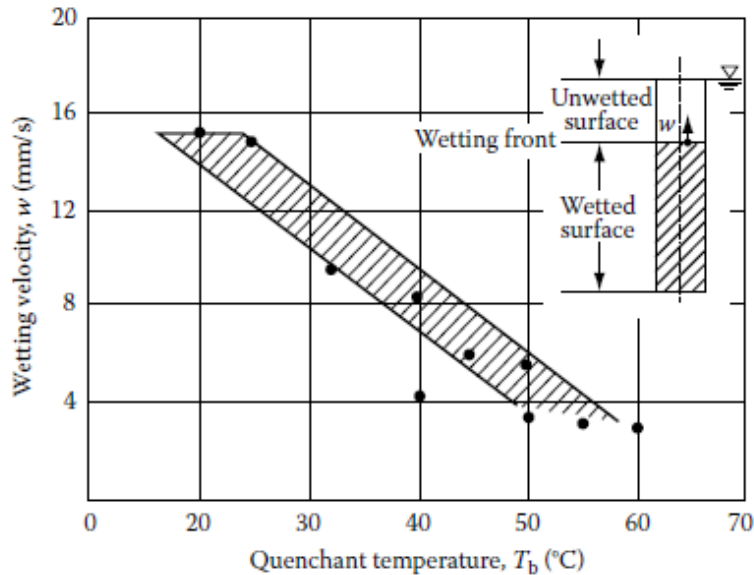


Figura 2. 16. Influencia de la temperatura del baño de temple sobre la velocidad del frente de mojado durante el enfriamiento por inmersión de una probeta cilíndrica (15 mm diámetro x 45 mm longitud) de aleación base níquel [25].

### 2.3. Problema directo de conducción de calor

La transferencia de calor tiene un papel significativo en los procesos de tratamiento térmico [31]. En el caso de un acero en el que, durante el enfriamiento desde la temperatura de austenización, se lleva a cabo la transformación de fase austenita-martensita, es necesario acoplar el campo térmico con el microestructural para poder modelar la respuesta térmica del material durante el tratamiento.

Cuando se conoce el flujo térmico o la temperatura en la superficie exterior de un sólido (generalmente en función del tiempo) y las propiedades termofísicas del material, entonces es posible encontrar la distribución de temperaturas en su interior a medida que transcurre el tiempo. Esto es lo que se conoce como problema directo de conducción de calor (*DHCP, Direct Heat Conduction Problem*). La mayor parte de los problemas de transferencia de calor son problemas de este tipo [32].

Los problemas directos se definen, en general, mediante modelos matemáticos, es decir, por un conjunto de: 1) ecuaciones diferenciales, 2) ecuaciones que definen ciertos parámetros en función de las variables dependientes o independientes y 3) ecuaciones que definen las condiciones de frontera y las condiciones iniciales.

La solución analítica exacta del problema directo sólo es posible en determinados casos, frecuentemente alejados de situaciones reales. En general, la no linealidad inherente a los problemas reales de interés científico e industrial requiere la selección de métodos numéricos o analíticos aproximados para encontrar soluciones. Estos problemas están matemáticamente “bien planteados” en tanto que su solución existe y es única.

La formulación matemática de este problema se realiza empleando la ecuación general de conducción de calor [33], que describe la evolución del campo térmico (Ec. 2.2).

$$\nabla \cdot \vec{q}_k + q_G = \rho C_p \frac{\partial T(\vec{x}, t)}{\partial t} \quad (\text{Ec. 2.2})$$

Donde  $(\nabla \cdot \vec{q}_k)$  es la divergencia del campo de *flux* de calor (por el mecanismo de conducción), es decir, el flujo neto de calor por unidad de volumen;  $(q_G)$  es la rapidez volumétrica de “generación” de calor debido a la transformación martensítica; y  $(\rho \cdot C_p \cdot \frac{\partial T(\vec{x}, t)}{\partial t})$  es la rapidez volumétrica de acumulación de energía térmica en el sistema. Esta ecuación resulta de realizar un balance microscópico de energía en el sistema, dividir todos los términos entre el volumen del volumen de control y tomar los límites cuando ese volumen tiende a cero y cuando el  $\Delta t$  tiende a cero.

A partir de la ecuación gobernante general se puede escribir la formulación matemática específica para el caso de interés (cilindro con relación longitud/diámetro grande), considerando las simplificaciones siguientes:

- Estado no estacionario.
- Flujo de calor 1D (dirección radial).
- Enfriamiento no newtoniano (con gradientes térmicos).
- Con generación de calor.
- El *flux* de calor en la intercara metal/medio de enfriamiento es función de la temperatura de superficie.
- Propiedades termofísicas constantes.

Dado que la relación de longitud – diámetro para las probetas empleadas durante el temple en el presente trabajo es 4 a 1, se puede considerar que el flujo de energía térmica es unidireccional y se lleva a cabo sólo en la dirección radial. Con esta simplificación, la ecuación gobernante es la Ecuación 2.3.

$$-\frac{\partial}{\partial r} \left[ -rk \frac{\partial T(r, t)}{\partial r} \right] + [q_G(r, t)] = \rho Cp \frac{\partial T(r, t)}{\partial t} ; 0 \leq r \leq R; t > 0 \quad (\text{Ec. 2.3})$$

Donde  $T(r, t)$  es el campo térmico. Como se trata de una ecuación diferencial parcial donde las variables independientes son la posición radial ( $r$ ) y el tiempo ( $t$ ), se requieren de dos condiciones de frontera y una condición inicial para poder resolverla.

Las condiciones iniciales y de frontera requeridas se enlistan a continuación:

$$CI: 0 \leq r \leq R; t = 0; T(r, t)|_{t=0} = T_0 \quad (\text{Ec. 2.4})$$

$$CF1: r = 0; t > 0; \left. \frac{\partial T(r, t)}{\partial r} \right|_{r=0} = 0 \quad (\text{Ec. 2.5})$$

$$CF1: r = R; t > 0; -k \left. \frac{\partial T(r, t)}{\partial r} \right|_{r=R} = -\bar{h}(T_R - T_\infty) \quad (\text{Ec. 2.6})$$



El término de rapidez de generación de calor debido a la transformación martensítica que aparece en la Ecuación 2.3 puede estimarse a partir de la evolución del campo microestructural [34], es decir conociendo la cinética de transformación de fase [8].

$$q_G(x, t) = \rho\Delta H \frac{\partial f(r, t)}{\partial t} \quad (\text{Ec. 2.7})$$

Donde  $(\rho\cdot\Delta H)$  es el producto de la densidad por la entalpía de transformación y  $(\frac{\partial f(r, t)}{\partial t})$  es la variación de la fracción transformada con respecto al tiempo.

Para el caso específico de la transformación austenita-martensita, la cinética sigue la ecuación de Koistinen – Marburger [8]:

$$f(r, t) = 1 - \exp[\beta(M_s - T(r, t))] \quad (\text{Ec. 2.8})$$

Donde  $(\beta)$  es una constante y  $(M_s)$  es la temperatura a la cual inicia la transformación martensítica del acero de interés.

La ecuación resultante de combinar las anteriores, es la que finalmente requiere resolverse para calcular la evolución del campo térmico (2.9).

$$-\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[ -rk \frac{\partial T(r, t)}{\partial r} \right] + \left[ \rho\Delta H \frac{\partial f(r, t)}{\partial t} \right] = \rho Cp \frac{\partial T(r, t)}{\partial t} ; 0 \leq r \leq R; t > 0 \quad (\text{Ec. 2.9})$$

Se ve que hay necesidad de acoplar el campo térmico y el microestructural, ya que en esta ecuación aparece por un lado el cambio de la fracción de martensita con respecto al tiempo (que depende de la evolución de la temperatura) y por otro la evolución del campo térmico en el tiempo.

En este estudio se utilizó acero inoxidable austenítico, por lo que el término de rapidez volumétrica de generación de calor es cero.

## **2.4. Problema inverso de conducción de calor**

En otros muchos procesos de transferencia de calor no estacionarios, el flujo de calor en la superficie del sólido debe ser estimado a partir de ciertas medidas discretas de temperatura tomadas en uno o varios puntos al interior del sólido.

Esto es lo que se conoce como “*problema inverso*”. La palabra “*estimación*” tiene aquí un significado literal, ya que no es posible asegurar la solución exacta del problema en ningún caso, especialmente debido a que los errores de medición están siempre presentes en las medidas de temperatura expresadas por medio de un número finito (aunque sea alto) de cifras significativas [35]. Adicionalmente, puede haber interferencia (“ruido”) eléctrico durante la adquisición de datos.

En los años 1965-85, al problema de la determinación de la densidad de flujo térmico a partir de medidas de temperatura efectuadas en el interior del sólido se le denominó *Problema Inverso de Conducción de Calor (IHCP, Inverse Heat Conduction Problem)*. Naturalmente, existen muchos otros problemas inversos en conducción de calor, pero históricamente, la denominación *IHCP* ha hecho referencia a ese problema concreto.

En la práctica, el problema directo aparece principalmente en aplicaciones de diseño, mientras que el problema inverso surge en análisis de datos experimentales [35].

Como ya se mencionó, en los problemas inversos de conducción de calor se conoce parte de lo que habitualmente es la solución del problema directo asociado, a saber, un conjunto de valores de temperatura y/o flujos en un punto o sección del

medio, respectivamente. Este conjunto de datos junto con la ecuación general de conducción, forman parte de la formulación matemática del problema [36].

Cualquiera de las ecuaciones o parámetros restantes, que integrarían el modelo matemático del problema directo asociado, puede ser la incógnita en el problema inverso.

Por ejemplo, resulta extremadamente difícil medir directamente el flujo de calor en la superficie de una pared en contacto con el fuego, la superficie interior de una cámara de combustión o la pared del cilindro de un motor de combustión interna; en tales situaciones, el flujo de calor puede obtenerse de manera indirecta a partir de las medidas de temperatura en uno o varios puntos internos del sistema conociendo las propiedades termofísicas del medio [35].

En contraposición con el problema clásico, el *IHCP* es un problema “*mal planteado*” desde un punto de vista formal, matemáticamente hablando, en tanto que existen muchas soluciones al mismo; es decir, se tratan de problemas que no satisfacen los requisitos generales de existencia, unicidad y estabilidad bajo pequeños cambios de los datos de entrada. Conseguir una solución convergente y precisa en estos problemas es una tarea extremadamente difícil y muchos métodos clásicos que aportan soluciones a algunos tipos de problemas inversos sencillos no son capaces de proporcionar soluciones en otros más complejos.

Para resolver el *IHCP*, se pueden utilizar soluciones numéricas tales como el algoritmo desarrollado por Beck *et al.*, el cual se basa en minimizar las diferencias entre las respuestas térmicas medida y calculada con respecto al *flux* de calor estimado en la superficie [37]. Este algoritmo incorpora también un número de valores futuros de la respuesta térmica medida para reducir las oscilaciones asociadas a la solución numérica del *IHCP* en las pruebas de temple.

Una de las dificultades para la solución del problema inverso es su extremada sensibilidad a los errores en las mediciones [38]. Como se ha explicado, parte de los datos conocidos en el problema inverso son una serie de medidas experimentales que, por su propia naturaleza, no son exactas; entre éstas están las medidas de temperatura, las de posición de los termopares y las del tamaño del sólido. En la mayor parte de los problemas la principal fuente de error o incertidumbre está en la medición de temperaturas por lo que, para simplificar los cálculos, el resto de las medidas y parámetros del problema se consideran no afectados de error.

Para llegar a la solución se procede a cálculos sucesivos hasta conseguir que los resultados de la comparación entre los datos experimentales (medidos) con los que proporciona la solución parcial del problema inverso, obtenidos por medio de una expresión matemática conocida como *funcional*, sean aceptables dentro de un cierto rango [39]. Este es el método secuencial de especificación de la función propuesto por Beck y colaboradores. El método se describe a continuación para el caso de un cilindro sólido con flujo de calor 1D (en la dirección radial) [40].

Para cada intervalo de tiempo y conociendo el valor de  $q$  al tiempo anterior ( $q^{M-1}$ ) y el valor de la temperatura en  $J$  posiciones al interior del sistema y para  $r$  tiempos futuros, el nuevo valor de  $q$  se calcula utilizando:

$$\hat{q}^M = \hat{q}^{M-1} + \frac{1}{\Delta_M} \sum_{i=1}^r \sum_{j=1}^J \{ [Y_j^{M+i-1} - (T_j^{M+i-1})^*] [X_j^{M+i-1}]^* \} \quad (\text{Ec. 2.10})$$

Donde

$Y_j^{M+i-1}$  es la temperatura medida por el termopar localizado en  $z = z_j$ .

$T_j^{M+i-1}$  es la temperatura calculada para el termopar localizado en  $z = z_j$ .

(\*) indica que esa cantidad se calcula utilizando la información del paso anterior.

Con

$$\Delta_M = \sum_{i=1}^r [(X_j^{M+i-1})^*]^2 \quad (\text{Ec. 2.11})$$

Y

$$X_j^{M+i-1} = \frac{\partial T_j^{M+i-1}}{\partial q_1^M} \quad (\text{Ec. 2.12})$$

es el coeficiente de sensibilidad.

El campo de coeficientes de sensibilidad,  $X(z, t)$ , se calcula, a su vez, resolviendo:

$$\frac{\partial}{\partial r} \left( k(T) \frac{\partial X(r, t)}{\partial r} \right) + \hat{q}(T(r, t)) X(r, t) = (\rho C_p(T)) \frac{\partial X(r, t)}{\partial t} \quad (\text{Ec. 2.13})$$

$$C.I. \quad X(r, 0) = 0 \quad 0 \leq r \leq R \quad (\text{Ec. 2.14})$$

$$C.F.1 \quad -k \frac{\partial X(r, t)}{\partial r} = 1 \quad r = 0, \quad t > 0 \quad (\text{Ec. 2.15})$$

$$C.F.2 \quad \frac{\partial X(r, t)}{\partial r} = 0 \quad r = L, \quad t > 0 \quad (\text{Ec. 2.16})$$

Nótese que este problema matemático tiene la misma forma general que el problema directo para el cálculo del campo de temperatura (excepto por el valor de la condición inicial y el de la condición de frontera en  $z=0$ ), por lo que puede resolverse con un algoritmo similar [41].

Los datos de temperatura que se alimentan al programa de cómputo son tablas de  $Y_j = f_j(t)$  (respuesta térmica medida con el termopar colocado en la posición  $j$ ) [40].

El algoritmo usado para resolver el problema inverso, en cada paso de tiempo, es [40]:

1. Se conoce el campo de temperaturas al tiempo anterior:  $\{T^{M-1}\}$
2. Suponer  $\hat{q}^M = \hat{q}^{M+1} = 0$
3. Asignar  $\{X^{M-1}\} = 0$
4. Evaluar las propiedades termofísicas que se utilizarán para todos los cálculos de este paso de tiempo a partir del campo de temperaturas al tiempo anterior:

$$\{k^M\} = \{k^{M+1}\} = f(\{T^{M-1}\}) \text{ y } \{(\rho C p)^M\} = \{(\rho C p)^{M+1}\} = f(\{T^{M-1}\})$$

5. Calcular el campo de temperaturas para  $i = 1$ :  $\{T^M\}$ , utilizando  $\{T^{M-1}\}$
6. Calcular el campo de temperaturas para  $i = 2$ :  $\{T^{M+1}\}$ , utilizando  $\{T^M\}$
7. Calcular el campo de coeficientes de sensibilidad para  $i = 1$ :  $\{X^M\}$ , utilizando  $\{X^{M-1}\}$
8. Calcular en campo de coeficientes de sensibilidad para  $i = 2$ :  $\{X^{M+1}\}$ , utilizando  $\{X^M\}$
9. Calcular 
$$q^M = q^{M-1} + \frac{1}{\Delta_M} \sum_{j=1}^3 \sum_{i=1}^2 [\{Y^{M+i-1}\} - \{T^{M+i-1}\}] \{X^{M+i-1}\}$$
 con  $\hat{q}^{M-1} = 0$

10. Recalcular  $\{T^M\}$ , utilizando el valor de  $\hat{q}^M$
  
11. A partir del paso anterior, asignar el valor de  $T_{sup}^M$  (la temperatura de superficie estimada para el tiempo correspondiente) y calcular la diferencia entre la temperatura calculada y la temperatura medida para cada posición donde hay un termopar.
  
12. Imprimir resultados de este paso de tiempo
  
13. Actualizar variables
  
14. Incrementar el tiempo.

### **3. Metodología**

La fase experimental del presente trabajo se realizó a escala laboratorio y se dividió en dos partes, que se describen a continuación.

Experimentos Tipo I. Cuyo objetivo fue determinar las historias térmicas y estimar el *flux* de calor en la superficie de las probetas (tipo I), así como medir la cinemática del frente de mojado en probetas cilíndricas sólidas de media pulgada de diámetro durante todas las etapas de enfriamiento de un temple.

Experimentos Tipo II. A su vez divididos en (a) cuyo objetivo fue determinar las historias térmicas, el tiempo de duración de la capa de vapor y la cinemática de frente de mojado en probetas cilíndricas huecas de una pulgada de diámetro, con la finalidad de establecer las condiciones óptimas de calentamiento – enfriamiento para que la capa de vapor dure suficiente tiempo como para permitir las mediciones de hidrodinámica; (b) cuyo objetivo fue determinar las líneas de corriente y vectores locales de velocidad en el fluido, en la vecindad que rodea a probetas huecas de una pulgada de diámetro, durante la etapa de capa de vapor.

#### **3.1. Experimental**

##### **3.1.1. Sistema experimental (experimentos tipo I)**

El sistema de trabajo mostrado en la Figura 3.1, consta de un tinaco empleado para almacenar agua calentada a 62°C, una bomba eléctrica (marca *TRUPER*, de 0.5 Hp), un rotámetro de la marca *Blue – White*, modelo *F420* (escala 0-100 L/min), para controlar el flujo de agua que se transporta a través de un sistema de tuberías de PVC, para alimentar un tubo de acrílico de 45 mm de diámetro interno y una longitud de 1.85 m que garantiza que el perfil de velocidades del fluido esté completamente desarrollado al momento que entra en contacto con la probeta. La



posición de enfriamiento de la probeta se ubica a 15 cm por debajo de la salida del tubo (o a 1.7 m por encima de la entrada del tubo de acrílico).

La sección del tubo donde se encuentra la posición de enfriamiento de la probeta está inserta en una caja de cristal que se rellena de agua, con la finalidad de eliminar la distorsión provocada por la curvatura del tubo; el sobreflujo de agua se vierte en una caja secundaria, que a su vez la recircula hacia el depósito original. Sobre el tubo de acrílico se encuentra un dispositivo de madera que sostiene una lanza donde se coloca la probeta para poder moverla de forma vertical.

Para calentar la probeta se emplea un horno de resistencias eléctricas (*Vertical Split Tube Furnance VTFS30/300*). Para videograbar los eventos que ocurren en la superficie de las probetas se utilizó una cámara *réflex Samsung* modelo NX30, grabando a 30 cuadros por segundo.

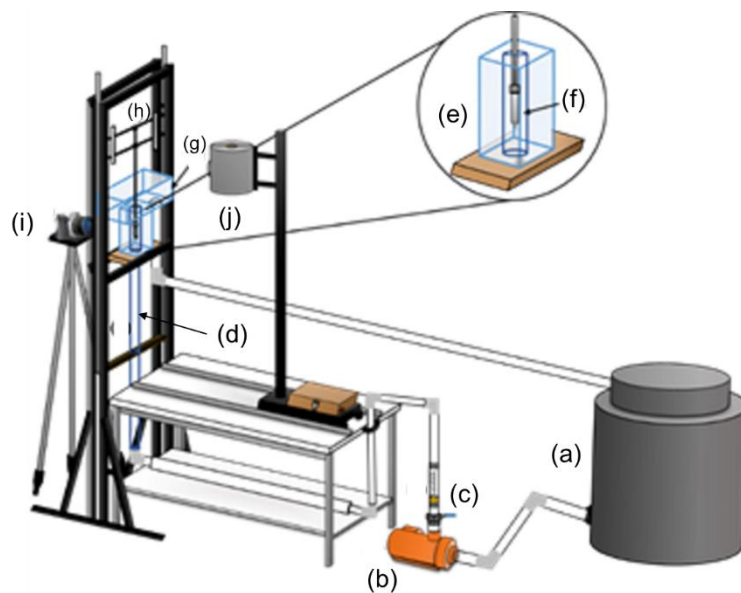


Figura 3. 1. Esquema del sistema: a) tinaco con capacidad de 180 L, b) bomba hidráulica, c) rotámetro, d) tubo de acrílico, e) tanque de vidrio, f) probeta, g) depósito secundario para recirculación, h) dispositivo móvil para sostener la probeta, i) cámara, j) horno.

### 3.1.2. Probetas (experimentos tipo I)

Las probetas se fabricaron en acero inoxidable AISI 304, con las geometrías mostradas en las Figuras 3.2 y 3.3. La respuesta térmica al interior de las probetas se mide con termopares tipo K de 1/16" de diámetro y 60 cm de longitud, colocados en barrenos que se encuentran distribuidos como se muestra en esas figuras.

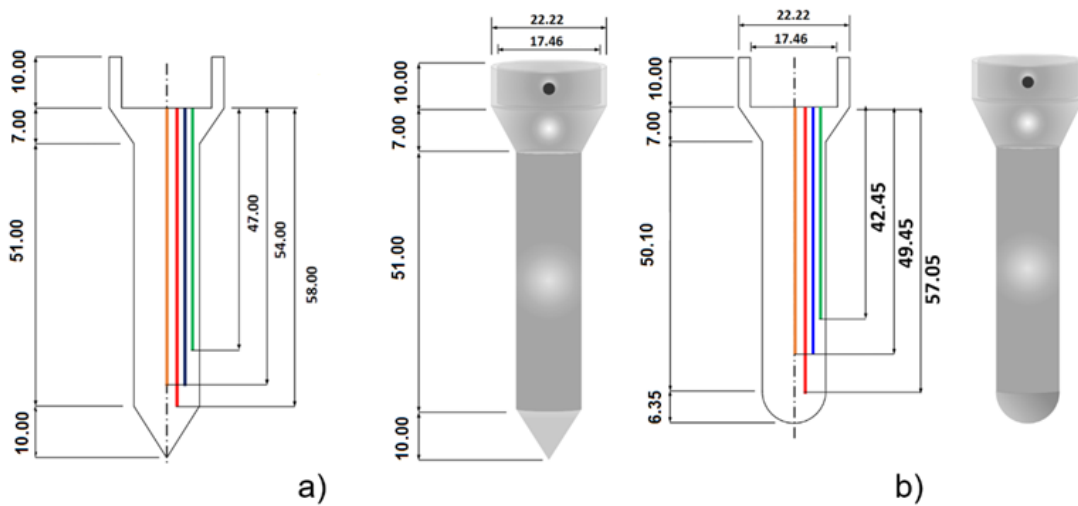


Figura 3. 2. a) Esquema de probeta con punta cónica: medidas y profundidad de los barrenos, vista axial y b) esquema de probeta con punta hemiesférica: medidas y profundidad de los barrenos, vista axial. Todas las dimensiones están en mm.

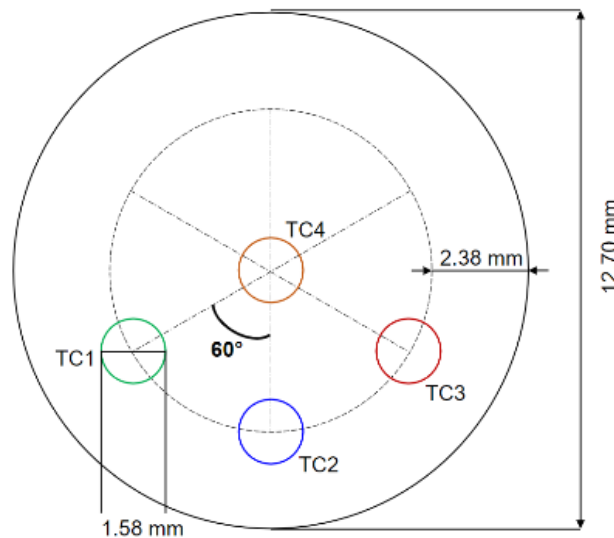


Figura 3. 3. Esquema de la geometría de las probetas utilizadas y de la distribución de los termopares, vista superior.

Los termopares se fijan con ayuda de cemento de alta temperatura marca *Omega Bond 600* que debe dejarse secar después de aplicarse. Las terminales de los termopares se conectan a un adquisidor de datos *Personal Daq Plus 56* en la sección analógica: el extremo rojo del termopar corresponde al orificio marcado con una L del canal, mientras que el amarillo, a la H; se atornillan para fijarlos en su sitio. El adquisidor se conecta a una *laptop* donde se ejecuta el *software Personal Daq View*.

### **3.1.3. Procedimiento experimental (experimentos tipo I)**

Se inició por calentar el agua dentro del tinaco empleando resistencias eléctricas, hasta que la temperatura en el contenedor sea de 62 °C. Para asegurar que la temperatura sea homogénea a lo largo de todo el sistema, ésta se recircula periódicamente enchufando la bomba hidráulica a flujo bajo. Con esto se asegura que la temperatura en la zona de enfriamiento de la probeta sea de 60 °C.

Antes de comenzar el experimento, la superficie de la probeta se preparó lijándola (con la finalidad de que la oxidación superficial del metal no fuera una variable extra a considerar), usando lijas con granulometría de 240, 320, 400 y 600. Para cada experimento, primero se posiciona el horno de resistencia eléctrica (*Vertical Split Tube Furnance VTFS30/300*) de manera que la probeta quede justo arriba del orificio superior del horno. El horno se precalienta hasta 900 °C. Se enciende la bomba centrífuga para circular el agua, a la temperatura y velocidad de flujo deseadas, por todo el sistema.

La probeta se introduce al horno y se inicializa la adquisición de datos; cuando se alcanza la temperatura de interés (900 °C), se registra el número de dato adquirido en el instante justo en que se inicia la videograbación. Posteriormente, se extrae la probeta del horno para que descienda (rápidamente) a la posición de enfriamiento; cuando la temperatura de probeta y agua se equilibran, tanto la adquisición de datos como la videograbación se detienen simultáneamente. En la

Tabla 3.1 se muestra la matriz experimental, que contiene todas las condiciones experimentales ejecutadas en el presente trabajo.

*Tabla 3. 1. Matriz experimental (experimentos tipo I).*

Probeta	Flujo	
	20 LPM	60 LPM
<b>Punta Hemisférica</b>	Duplicado	Duplicado
<b>Punta cónica</b>	Duplicado	Duplicado

### **3.1.4. Sistema experimental (experimentos tipo II – a)**

El sistema de trabajo empleado en esta segunda fase de experimentos se muestra en la Figura 3.4.

El sistema es similar al mostrado en la Figura 3.1 y descrito en la Sección 3.1.1, con la diferencia de que, para el calentamiento de las probetas, no se usa el horno sino una resistencia eléctrica y una planta soldadora (como fuente de poder). Esto, con la intención de mantener un flujo de calor aproximadamente constante entrando por la pared interna de la probeta hueca, incluso durante la etapa de enfriamiento súbito.

El objetivo principal de esta segunda fase experimental es que se retarde el rompimiento de la capa de vapor, toda vez que el objetivo central de este trabajo de investigación es estudiar las condiciones hidrodinámicas alrededor de la probeta durante la etapa de capa de vapor.

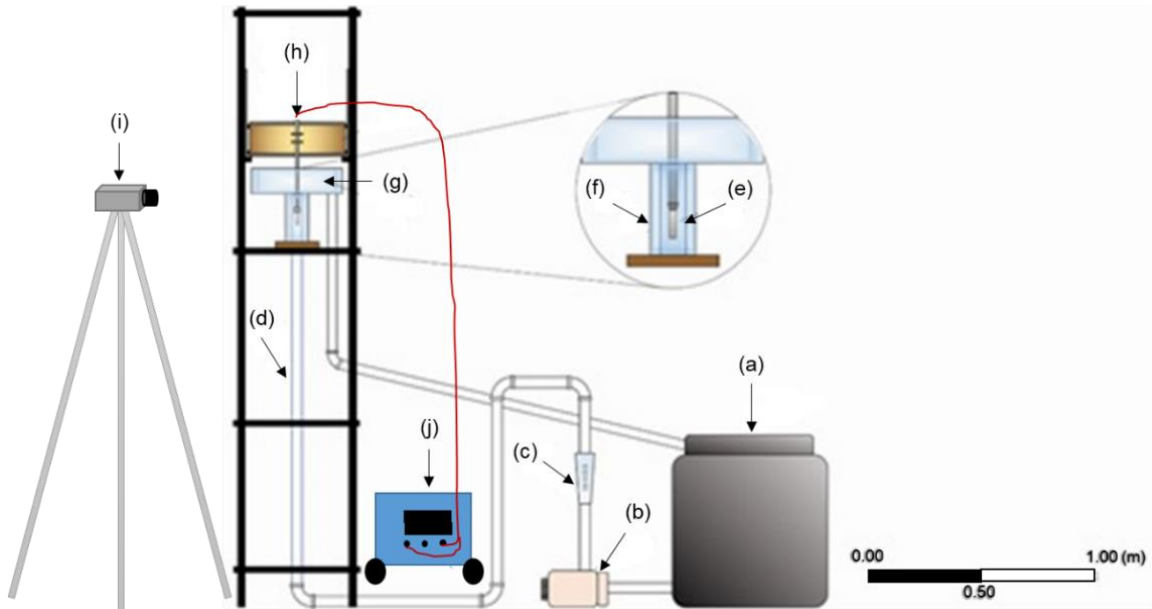
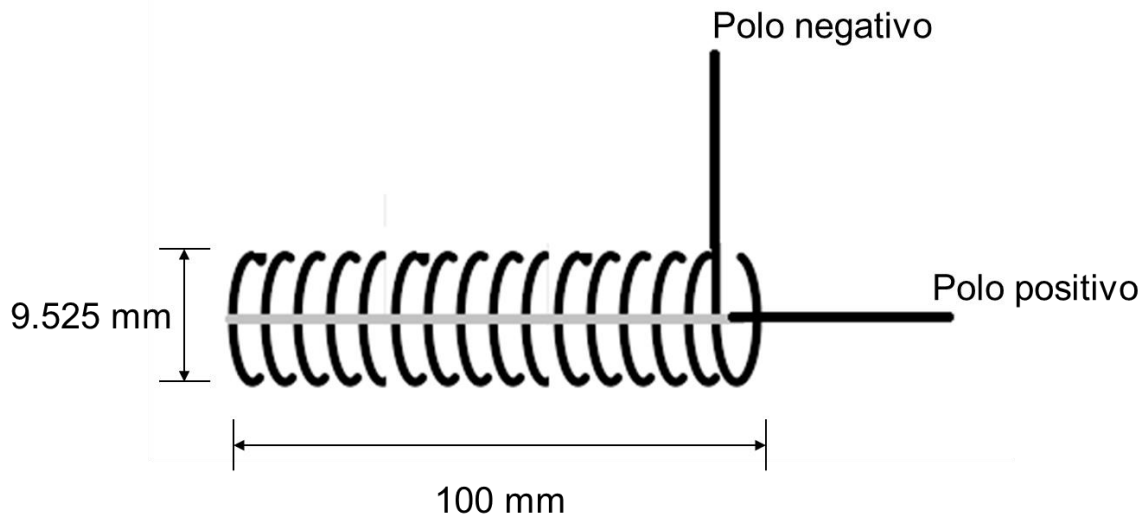


Figura 3. 4. Esquema del sistema de trabajo (experimentos tipo II-a): a) tinaco con capacidad de 180 L, b) bomba hidráulica, c) rotámetro, d) tubo de acrílico, e) probeta, f) tanque de vidrio, g) depósito secundario para recirculación, h) dispositivo móvil para sostener la probeta, i) cámara, j) planta soldadora.

Para calentar la probeta se emplea una resistencia eléctrica fabricada con *Kanthal A1*, cuyas terminales se conectan a una planta de soldar de la marca *Miller®* modelo *Syncrowave 250DX*. El alambre de *Kanthal* embobinado se introduce en la parte hueca de la probeta, cubierto por un tubo de cuarzo (para evitar que la resistencia entre en contacto con la probeta, dado que eso generaría un cortocircuito).

El alambre de *Kanthal A1* es una aleación 72.2% Fe, 22% Cr y 5.8% Al, con un calibre de 2.8 mm y una resistividad eléctrica de 1.537 ( $\Omega \text{ mm}^2/\text{m}$ ). El alambre, de 1.1 m de longitud, es embobinado hasta obtener una resistencia eléctrica de 100 mm de longitud y 9.525 mm de diámetro, como se muestra en la Figura 3.5. La separación entre cada espira del embobinado debe ser de 5 mm, con la finalidad de evitar que se toquen las espiras y esto genere un punto caliente que funda la resistencia.



*Figura 3. 5. Esquema del embobinado de la resistencia eléctrica.*

### **3.1.5. Probetas (experimentos tipo II-a)**

Las probetas se fabricaron en acero inoxidable AISI 304, con las geometrías mostradas en las Figuras 3.6 y 3.7. El sistema de medición y adquisición de temperaturas es igual al empleado en las probetas de los experimentos tipo I y descrito en la sección 3.1.2.

La diferencia es que en estas probetas se emplearon únicamente dos termopares y poseen el barreno donde se inserta la resistencia eléctrica, como se puede apreciar en las respectivas figuras.

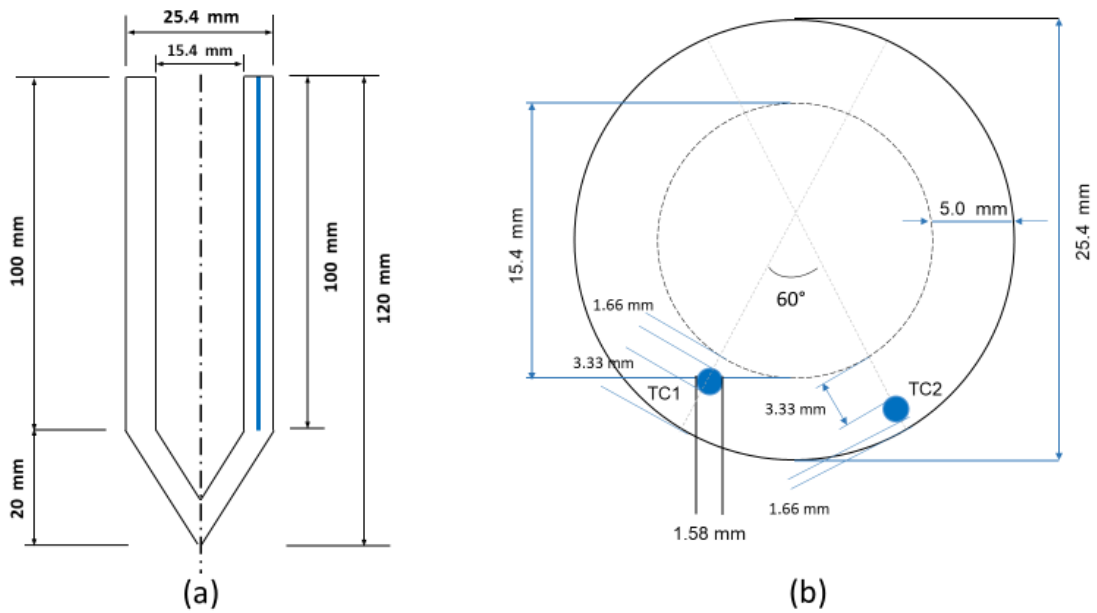


Figura 3. 6. Esquema de la probeta con punta cónica: medidas y profundidad de los barrenos: a) vista axial y b) vista transversal.

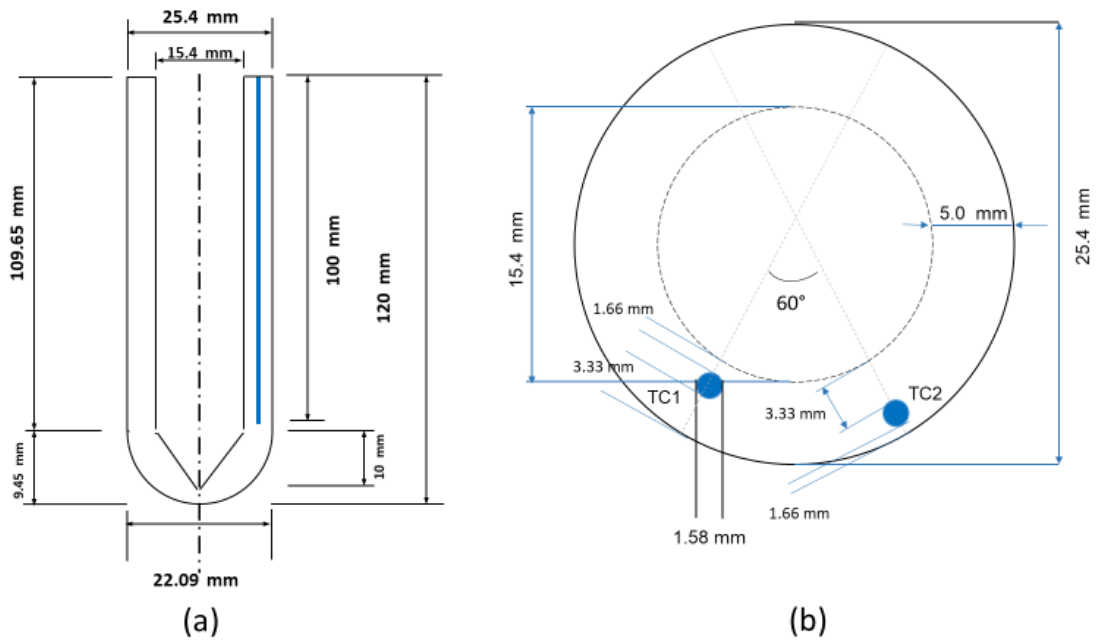


Figura 3. 7. Esquema de la probeta con punta semiesférica: medidas y profundidad de los barrenos, a) vista axial y b) vista transversal.

### **3.1.6. Procedimiento experimental (experimentos tipo II – a)**

Se inicia por calentar el agua dentro del tinaco empleando resistencias eléctricas, hasta que la temperatura en el contenedor sea de 72 °C (a diferencia de los experimentos tipo I; esto con la finalidad de que se incremente el tiempo de duración de la capa de vapor). Para asegurar que la temperatura del agua sea homogénea a lo largo de todo el sistema, ésta se recircula periódicamente operando la bomba hidráulica a flujo bajo.

Antes de comenzar cada experimento, la superficie de la probeta se preparó lijándola, usando lijas con granulometría de 240, 320, 400 y 600. Para cada experimento, primero se posiciona la probeta en su lugar usando la lanza, conectando termopares a las extensiones y la resistencia a sus conexiones correspondientes de la planta soldadora (lado de espiras al polo negativo y regreso recto al polo positivo, como se muestra en Figura 3.5). La probeta se cubre con una envoltura aislante con forma cilíndrica en la parte superior y cónica en la base (100 mm  $\varnothing$  x250 mm altura), formada por un crisol cerámico, fibra moldeable cerámica y lana mineral.

Se inicia el calentamiento de la probeta aplicando directamente el voltaje requerido tal que, con ayuda de un amperímetro de gancho se puedan medir en el cable del polo negativo, un valor de 50 A de corriente alterna. Se opera la bomba centrífuga para circular el agua, a la temperatura y velocidad de flujo deseadas, por todo el sistema.

La videograbación y la adquisición de datos medidos por los termopares se inician simultáneamente cuando la temperatura registrada por los termopares sea de aproximadamente 850 °C. Posteriormente, cuando los termopares registran 915 °C, se retira el aislamiento para que la probeta descienda a su posición de enfriamiento, instante en el que la corriente aplicada por la planta soldadora se debe incrementar de 50 a 60 A (para mantener la capa de vapor el mayor tiempo posible);



cuando la temperatura de probeta y agua se equilibran, tanto adquisición de datos como videograbación se detienen simultáneamente. En la Tabla 3.2 se muestra la matriz experimental, que contiene las condiciones experimentales ejecutadas en el presente trabajo.

Tabla 3. 2. Matriz experimental (experimentos tipo II – a).

Flujo Probeta	20 LPM	25LPM
<b>Punta Hemisférica</b>	Duplicado	Duplicado
<b>Punta cónica</b>	Duplicado	Duplicado

Dado que el objetivo del presente trabajo es estudiar el comportamiento hidrodinámico del medio de temple durante la etapa de capa de vapor, en esta parte II de los experimentos no fue posible emplear las mismas condiciones que en la parte I, pero se realizaron los siguientes cálculos para poder establecer al menos ciertos parámetros que permitieran correlacionar los resultados obtenidos en ambos tipos de experimentos.

Se empleó el número de *Reynolds* para poder establecer semejanza entre la dinámica de fluidos en ambos tipos de experimentos, toda vez que dichas condiciones varían debido a que los diámetros de las probetas son diferentes.

El número de *Reynolds* es la relación entre las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas y es un parámetro conveniente para predecir si una condición de flujo será laminar o turbulenta [42]. Se puede interpretar que cuando las fuerzas viscosas son dominantes (flujo lento, bajo *Re*) son suficientes para mantener todas las partículas de fluido en línea, entonces el flujo es laminar. Incluso *Re* muy bajo indica un movimiento de arrastre viscoso, donde los efectos de inercia son insignificantes. Cuando las fuerzas de inercia dominan sobre las fuerzas viscosas (cuando el fluido fluye más rápido y *Re* es más grande), el flujo es turbulento.

Para poder calcular el número de *Reynolds* se debe emplear una longitud característica. Por ejemplo, en una tubería de sección circular, la longitud característica es el diámetro ordinario. Sin embargo, no todos los canales son de sección circular, por lo que la longitud característica debe ser generalizada [42].

Para estos fines, el número de *Reynolds* se define como:

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D_H}{\mu} = \frac{v \cdot D_H}{\nu} \quad (\text{Ec. 3. 1})$$

Donde:

$\rho$  es la densidad del fluido

$v$  es la velocidad del fluido

$D_H$  es el diámetro hidráulico

$\mu$  es la viscosidad dinámica

$\nu$  es la viscosidad cinemática

El diámetro hidráulico  $D_H$  se calcula como:

$$D_H = \frac{4 \cdot A}{P} \quad (\text{Ec. 3. 2})$$

Es un término comúnmente usado cuando se maneja flujo en tubos y canales cuya sección no es circular. El diámetro hidráulico transforma los conductos no circulares en tuberías de diámetro equivalente para efectos de cálculo. Usando este término, se pueden realizar diversos cálculos de la misma manera que para un tubo redondo. En la Ecuación 3.2,  $A$  es el área de la sección transversal, y  $P$  es el perímetro humedecido de dicha sección transversal. El perímetro de mojado para un canal es el perímetro total de todas las paredes del canal que están en contacto con el flujo [42].

Dado que el efecto de la probeta sobre las líneas de corriente no es perceptible en la zona cercana a las paredes del tubo (como se podrá apreciar en la sección 4.3), el cálculo del número de Reynolds se realizó considerando a la probeta como un objeto sumergido; la longitud característica es, entonces, el diámetro de la probeta. Los experimentos fueron realizados con flujos de 20 y 25 LPM, de tal modo que el número de Reynolds alcanza los siguientes valores: probeta de media pulgada 2662 y 3327; probeta de una pulgada 5324 y 6654, respectivamente.

### **3.1.7. Sistema experimental (experimentos tipo II – b)**

El sistema de trabajo empleado en esta fase de experimentos se puede apreciar en la Figura 3.8. El sistema es similar al mostrado en la Figura 3.4 y descrito en la sección 3.1.4, con la diferencia de que se implementó un dispositivo que genera un plano de luz láser y una cámara de alta velocidad.

Para crear el plano de luz que ilumina a las partículas de poliamida con las que se “siembra” el fluido, se usó un dispositivo generador de luz láser de clase 3, de color azul, cuya longitud de onda es de 445 nm y potencia de 2 W.

Como se puede apreciar en la Figura 3.9, el plano láser se genera al hacer incidir el haz de luz en la superficie lateral de un cilindro de vidrio, lo que hace que el haz se disperse al atravesarlo.

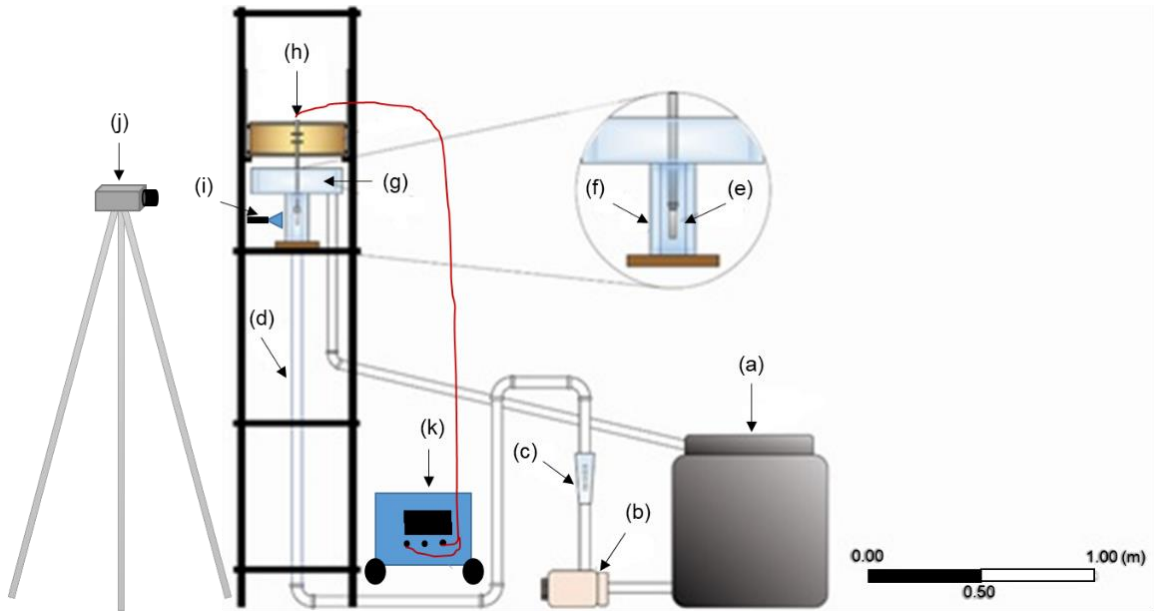


Figura 3. 8. Esquema del sistema de trabajo (experimentos tipo II – b): a) tinaco con capacidad de 180 L, b) bomba hidráulica, c) rotámetro, d) tubo de acrílico, e) probeta, f) tanque de vidrio, g) depósito secundario para recirculación, h) dispositivo móvil para sostener la probeta, i) láser, j) cámara de alta velocidad, k) planta soldadora.

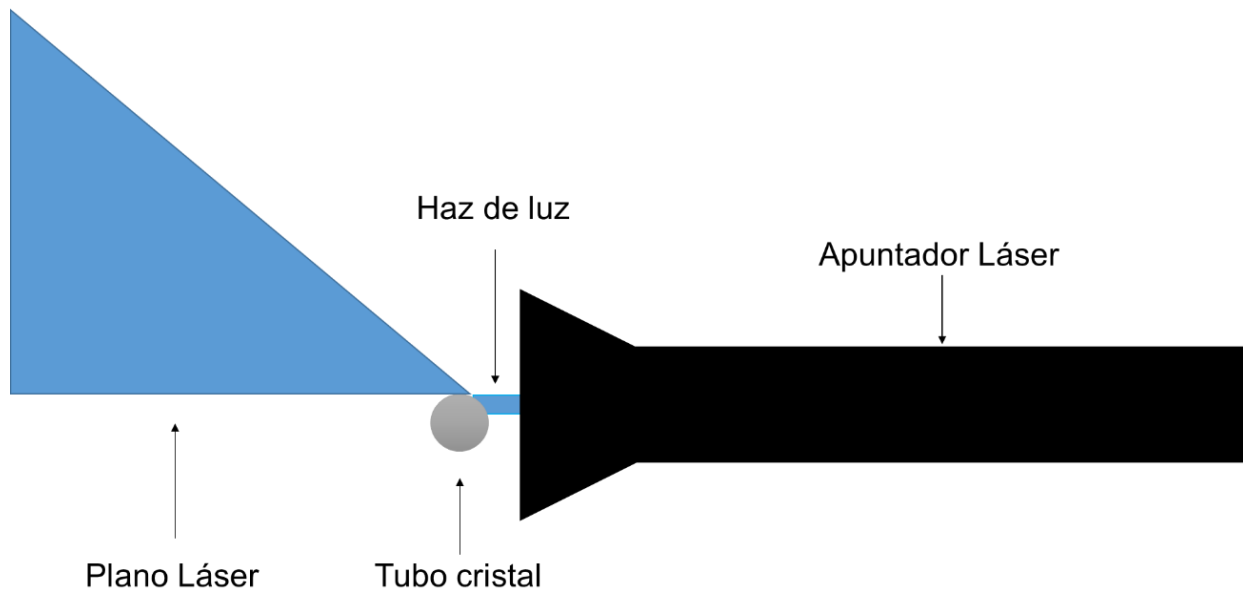


Figura 3. 9. Esquema que muestra el arreglo que permite generar el plano de luz láser.

Para poder realizar un seguimiento fidedigno de los patrones de flujo presentados en el fluido en la vecindad de las probetas, se emplearon partículas de

poliamida sembradas en el depósito de almacenamiento de agua, distribuidas homogéneamente en todo el volumen de agua mediante agitación constante con inyección de aire en la base del contenedor de agua.

Hay parámetros que son importantes para asegurar que las partículas siguen confiablemente el movimiento del fluido: la densidad de las partículas y su tamaño. En la Tabla 3.3 se muestran las principales propiedades físicas de las partículas de poliamida empleadas en esta fase experimental.

Tabla 3. 3. Propiedades físicas de las partículas de poliamida [43].

Propiedad	Valor
Tamaño de partícula [ $\mu m$ ]	50
Densidad [ $\frac{kg}{m^3}$ ]	1030
Punto de fusión [ $^{\circ}C$ ]	175
Índice de refracción	1.5

Para corroborar que la selección de partículas es la adecuada, se realiza el cálculo de dos parámetros que dependen de las propiedades físicas tanto de las partículas como del agua: *diferencia de velocidades* y el *tiempo de respuesta de la partícula* (ambos deben tender a cero) [44].

Para poder calcular la diferencia de velocidades debida a la diferencia de densidades entre el fluido y las partículas, y el tiempo de respuesta (también denominado *tiempo de relajación*) se emplean las ecuaciones 3.3 y 3.4, respectivamente [45].

$$U = d_p^2 \cdot \frac{(\delta_p - \delta)}{18 \cdot \mu} \cdot g \quad (\text{Ec. 3.3})$$

Donde  $U$  es la diferencia de velocidades,  $d_p$  el diámetro de la partícula,  $\delta_p$  la densidad de la partícula,  $\delta$  la densidad del fluido y  $\mu$  la viscosidad dinámica.

$$\tau_S = d_p^2 \cdot \frac{\delta_p}{18 \cdot \mu} \quad (\text{Ec. 3.4})$$

Donde  $\tau_S$  es el tiempo de relajación,  $d_p$  el diámetro de la partícula,  $\delta_p$  la densidad de la partícula y  $\mu$  la viscosidad dinámica.

Empleando los valores de las propiedades físicas de la poliamida mostradas en la Tabla 3.3, y las propiedades para el agua a 60 °C de temperatura ( $\delta = 983.13 \text{ kg/m}^3$ ,  $\mu = 0.000467 \text{ kg/(m}\cdot\text{s)}$ ) y  $g=9.81 \text{ m/s}^2$ , los valores obtenidos de diferencia de velocidades y tiempos de relajación son:  $U=0.00014 \text{ m/s}$  y  $\tau_S=0.00031 \text{ s}$ , respectivamente. Con estos valores se puede asegurar que los resultados arrojados por la implementación de la técnica PIV serán suficientemente confiables.

Para videografiar los experimentos, se usó una cámara de alta velocidad *Photron PCI R2*, con una lente *Navitar Zoom 7000* y para filtrar la luz emitida por la incandescencia de la probeta a alta temperatura, se empleó un filtro de paso corto *Filter Short – Pass OD4* de la marca *Edmund Optics America*, cuya longitud de onda límite es  $525 \text{ nm}$ , es decir, que impide el paso de la luz con longitudes de onda mayores, en las que se encuentran los colores rojo y amarillo que emite la probeta caliente. Si no se usara el filtro nos sería posible visualizar la luz del láser (azul,  $445 \text{ nm}$ ). La secuencia de imágenes en cada experimento se capturó a una frecuencia de 125 cuadros por segundo, empleando una apertura en el lente de 1.4 y con una rapidez de obturación de una milésima de segundo ( $1/1000 \text{ s}$ ).

### **3.1.8. Procedimiento experimental (experimentos tipo II – b)**

Se inicia por calentar el agua dentro del tinaco empleando resistencias eléctricas, hasta que la temperatura del agua sea de 72 °C Simultáneamente, se

agrega 1 mg de partículas de poliamida, de 50  $\mu\text{m}$  de diámetro, burbujeando al mismo tiempo aire (a 5 LPM) con una manguera (de 5 mm de diámetro) sumergida a dos terceras partes de la profundidad total del tinaco para asegurar que, con la agitación, las partículas se dispersen homogéneamente en todo el volumen de agua. Se recircula periódicamente el agua, operando la bomba hidráulica a flujo bajo, con la finalidad de que la temperatura del agua y la concentración de partículas se homogenicen en todo el sistema.

Antes de comenzar el experimento, la superficie de la probeta se preparó lijándola, usando lijas con granulometría de 240, 320, 400 y 600. Para cada experimento, primero se posiciona la probeta en su lugar usando la lanza, conectando termopares a las extensiones y la resistencia a sus conexiones correspondientes de la planta soldadora (lado de espiras al polo negativo y regreso recto al polo positivo, como se muestra en Figura 3.5). La probeta se cubre con una envoltura aislante formada por un crisol cerámico, fibra moldeable cerámica y lana mineral.

Se inicia el calentamiento de la probeta aplicando directamente el voltaje requerido para que, en un amperímetro conectado al cable del polo negativo, se alcance un valor de 50 A de corriente alterna. El sistema de recirculación de agua se mantiene encendido, asegurando que el flujo sea el indicado y que la temperatura del agua sea la correcta.

El proceso de calentamiento y adquisición de datos de temperatura se realiza igual que en el descrito en la sección 3.1.6, cuando desciende la probeta a su posición de enfriamiento, se enciende el láser y se dispara la cámara de alta velocidad; cuando la temperatura de probeta y agua se equilibran, tanto adquisición de datos, como videograbación y el láser se detienen simultáneamente. En la Tabla 3.4 se muestra la matriz experimental, que contiene las condiciones experimentales ejecutadas en el presente trabajo.

Tabla 3. 4. Matriz experimental (experimentos tipo II – b).

Probeta	Flujo	
	20 LPM	25LPM
Punta Hemisférica	Duplicado	Duplicado
Punta cónica	Duplicado	Duplicado

## 3.2. Computacional

### 3.2.1. Experimentos tipo I y tipo II – a

Los datos de salida del adquisidor son dos columnas (temperatura y tiempo) con frecuencia de adquisición de 10 datos por cada segundo. Al graficar ambas columnas, se pueden apreciar saltos abruptos y atípicos, que se deben a interferencia eléctrica de los aparatos electrónicos que funcionan alrededor del sistema de trabajo; a estas interferencias se les denomina “ruido eléctrico”.

Para filtrar el “ruido” en los datos adquiridos con los termopares, se emplea el *software* comercial *SigmaPlot 14.0*. Se usó una herramienta que “suaviza” los datos denominada *Smoothers*, en particular, se usó el suavizador “*bisquare*” de segundo grado y una proporción de muestreo de 0.09.

Con los datos ya filtrados, se realizan las gráficas de temperatura como función del tiempo (curvas de enfriamiento) y se recortan suficiente número de parejas de datos al inicio para que todas las gráficas tengan un origen común en el eje de tiempo. El valor de tiempo que debe restarse para lograr lo anterior se anota, ya que es el mismo que se recortará en las videograbaciones para lograr que coincidan con los datos.

El *flux* de calor en la superficie y la temperatura de la superficie se estimaron resolviendo el *IHCP* (para un cilindro sólido y suponiendo flujo 1D), mediante el *software* de desarrollo propio *WinProbe*. Se creó un archivo en *Microsoft Excel* (que



debe ser guardado con el formato CSV, es decir, delimitado por comas) en el cual se incluyen los datos filtrados. Se usaron 30 nodos en total (15 nodos en la zona de la superficie al termopar y 15 del termopar al centro de la probeta) y se especificó el valor del número de pasos de tiempo futuro ( $r$ ). Para el análisis de los datos se seleccionó al termopar TC-2 debido a que es el termopar que se encuentra más cerca de la punta, pero aún en la zona completamente cilíndrica de las probetas.

Los videos primero se leen con el *software* gratuito *Free Video Editor v. 1.4.12 build 525*, con el que se recorta el video desde el inicio de las grabaciones de los mismos y hasta el tiempo registrado cuando se recortaron las respectivas curvas de enfriamiento.

Una vez recortados los videos, estos se reproducen con otro *software* gratuito (*Tracker 5.0.5*), que se usa para determinar la rapidez con que se mueve el frente de mojado en cada prueba. Para ello, primero se establece el número de *frame* (cuadro en la secuencia de captura del video) de inicio y el de fin entre los que el *software* realizará el análisis correspondiente (se recomienda que el cuadro inicial sea donde el frente de mojado ya se encuentra en la base de la zona cilíndrica de la probeta, mientras que el cuadro final sea cuando el frente de mojado se encuentre cerca de la zona cercana al cople de la probeta).

Se inserta una “*vara de calibración*”, que es una herramienta que compara la distancia con la regla colocada a un costado de la probeta. Se crea una “*masa puntual*” justo en donde el frente de mojado hace contraste con la probeta y se ejecuta el programa, que da seguimiento al frente. Como resultado se obtienen valores de distancia de avance del frente de mojado como función del tiempo que, al realizar una regresión lineal permite obtener el valor de velocidad media de avance (ya que la gráfica obtenida es muy similar a una línea recta). El cálculo se realiza por duplicado, colocando masas puntuales en dos posiciones paralelas sobre el frente de mojado y promediando los valores de velocidad media obtenidos.

### 3.2.2. Experimentos tipo II – b

El *software* de la cámara de alta velocidad permite guardar el video capturado como una secuencia de imágenes; el formato elegido es *png*. A la secuencia de imágenes se le aplica primero un recorte de imágenes y posteriormente un filtro de nitidez (con un par de códigos implementados en *Matlab*), que además agrega un contador de tiempo. Empleando el *software* de dominio público *ImageJ 1.52a*, las imágenes son sometidas a un filtro llamado *Find Edges*, que mejora la definición de los bordes de todos los objetos en las imágenes. Posteriormente, con ayuda del mismo *software*, se mejoran brillo y contraste. Finalmente, los resultados se guardan como una secuencia de imágenes, también con formato *png*.

En el siguiente paso se usa el *software* de uso académico *Matlab R2019a*, en particular su aplicación *PIVlab 2.02*. Esta realiza un seguimiento de las partículas en una secuencia de imágenes, para estimar el campo de vectores de velocidad en una zona determinada de las imágenes.

Primero se inicializa una nueva sesión y en ella se cargan las imágenes que corresponden a la etapa en que la capa de vapor se mantiene estable. El rango de imágenes a procesar se elige de acuerdo con el tiempo de duración de la capa de vapor, el cual ya fue caracterizado para cada condición de experimentos tipo II – a.

Una vez cargadas la secuencia de imágenes, se emplea la herramienta *Region of Interest (ROI)*, bajo los parámetros:  $x=7$ ,  $y=41$ ,  $w=297$ ,  $h=221$ , todo medido en pixeles. Se trata de una selección de la región de interés para realizar los cálculos, por lo que los valores insertados corresponden a las coordenadas  $(x, y)$  donde inicia la zona de interés, y los valores  $(w, h)$  corresponden al ancho y largo de esa región, ya que es rectangular. También se genera una “máscara” en la sección *object mask*; se trata de una forma de eliminar alguna región de las imágenes donde no es de interés realizar análisis. Estos dos pasos se ejecutan para toda la secuencia de imágenes.

El siguiente paso es seleccionar las características del análisis que el *software* llevará a cabo. Para ello en la sección *PIV settings – PIV algorithm* se selecciona *FFT window deformation* para iniciar el análisis de toda la secuencia de imágenes. Allí se eligen el número de pasos que el algoritmo va a realizar sobre cada región de interés; la secuencia seleccionada para el análisis realizado fue: 60 – 30, 40 – 20, 20 – 10 y 10 – 5, que corresponde al tamaño de sección de cada pasada que va a realizar el algoritmo empleado.

Cuando el análisis de imágenes ha terminado, se procede a introducir la calibración espacial y temporal. Con ayuda de la regla colocada a un lado de la probeta, se traza una línea a lo largo de un centímetro de la regla y se registra una longitud de 10 mm. Por otro lado, como se sabe que la frecuencia de captura de imágenes fue de 125 cuadros por segundo, el intervalo de tiempo entre una imagen y la siguiente equivale a 0.008 segundos, es decir, 8 milisegundos.

En el siguiente paso, se procede a realizar una validación de los vectores resultantes. Para ello, el *software* ofrece un gráfico de dispersión de puntos que representan las componentes de los vectores de velocidad. Se selecciona la región de dicho gráfico en donde hay más puntos agrupados, lo que asegura que los vectores resultantes sean los más representativos del campo de velocidad.

## 4. Resultados y discusión

### 4.1. Experimentos tipo I

En esta sección se muestran las respuestas térmicas medidas durante el procedimiento experimental, así como imágenes extraídas de los videos correspondientes. En las Figuras 4.1 y 4.2 se muestran las respuestas térmicas medidas con los termopares TC1, TC2 y TC3 durante el enfriamiento de probetas con punta cónica y con punta semiesférica, respectivamente, ambas enfriadas con flujo de agua de 20 LPM.

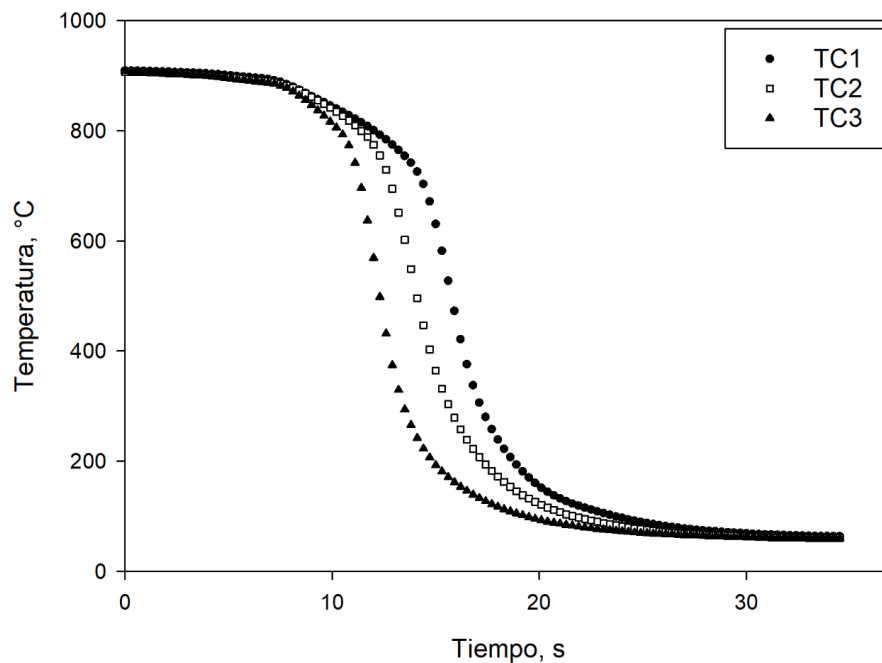
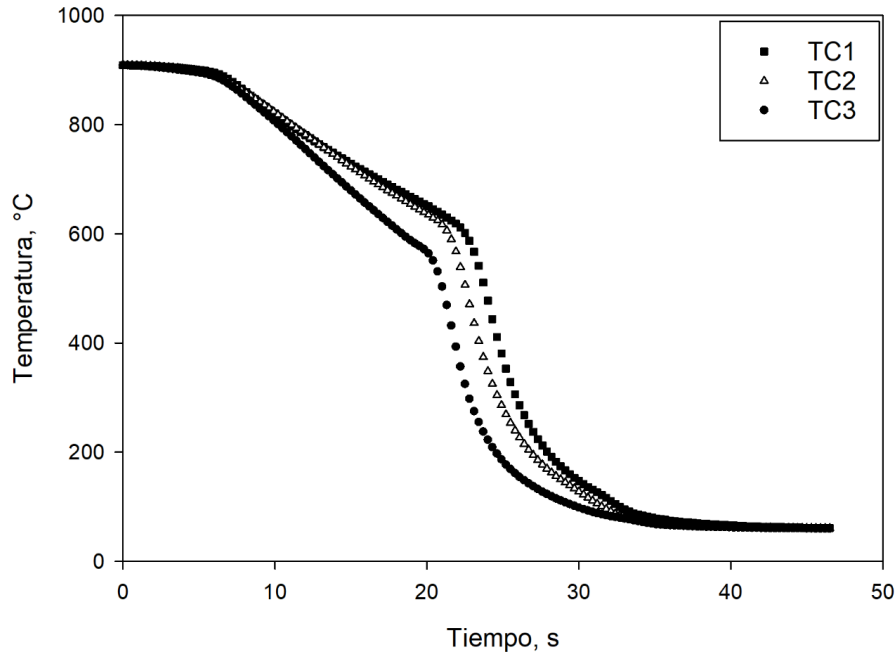


Figura 4. 1. Respuestas térmicas medidas con los termopares TC1, TC2 y TC3 en la probeta con punta cónica, enfriada con flujo de agua de 20 LPM.



*Figura 4. 2. Respuestas térmicas medidas con los termopares TC1, TC2 y TC3 en la probeta con punta semiesférica, enfriada con flujo de agua de 20 LPM.*

Se observa una primera meseta en ambas gráficas, atribuida al tiempo en el que la probeta se saca del horno y entra en contacto con el flujo de agua. Posteriormente, se observa una disminución casi lineal de la temperatura local, lo que indica la presencia de la capa de vapor. La pendiente más pronunciada corresponde al rompimiento de la capa de vapor y el avance del frente de mojado. Finalmente, el enfriamiento es suave, lo que corresponde a la etapa de convección pura. Las curvas de enfriamiento siguen el orden: TC1, TC2, TC3, debido a que TC1 es el termopar más cercano a la base de la probeta. Se observa que la capa de vapor dura mucho menos tiempo cuando se usa la probeta de punta cónica. Además, las curvas de enfriamiento de TC2 y TC3 para la probeta de punta semiesférica son similares entre sí; esto no se observa en el caso de la probeta de punta cónica.

En la Figura 4.3 se muestra la comparación de respuestas térmicas medidas con el termopar TC2. Se puede apreciar que la curva correspondiente a la probeta semiesférica presenta una etapa de capa de vapor mucho más prolongada en

tiempo que la correspondiente a la probeta cónica. También se observa que la etapa de vapor de la probeta cónica finaliza a mayor temperatura (aproximadamente 800 °C) que en el caso de la probeta semiesférica (alrededor de 600 °C).

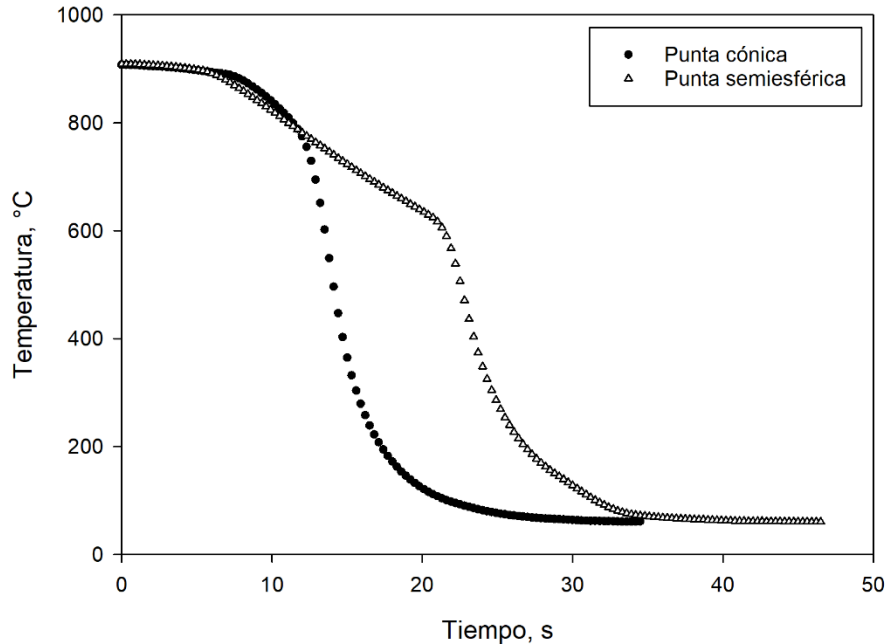


Figura 4. 3. Respuesta térmica medida con termopar TC2: a) probeta de punta cónica y b) probeta de punta semiesférica, enfriadas con un flujo de agua de 20 LPM.

En la Figura 4.4 se presentan imágenes extraídas del video correspondiente al enfriamiento de la probeta semiesférica. El tiempo reportado es con respecto al momento en el que la probeta llega a la posición de enfriamiento.

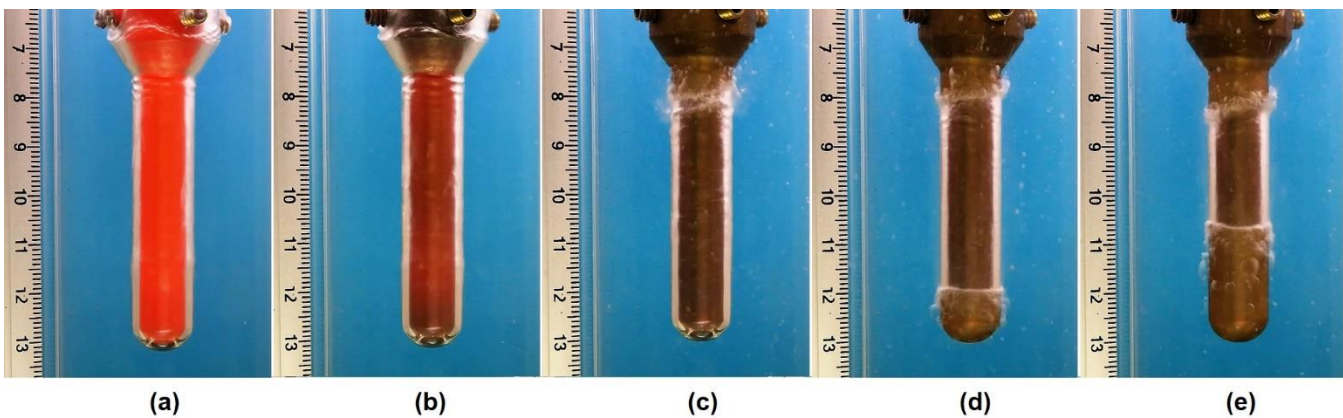


Figura 4. 4. Secuencia de imágenes de la probeta semiesférica enfriada con agua fluyendo a 20LPM: a) 0 s, b) 6.5 s, c) 14.5 s, d) 17.5 s y e) 20.5 s.

En el inciso (a) se observa la probeta en el instante en el que alcanza la posición de enfriamiento dentro del sistema, con la capa de vapor ya formada; se aprecia una coloración rojiza en la probeta de acero, debido a la alta cantidad de energía contenida. En el inciso (b) la capa de vapor permanece en la superficie de la probeta, a pesar de que la temperatura descendió tanto que la superficie ha perdido por completo la coloración rojiza. En el inciso (c) la capa de vapor permanece en la parte inferior de la probeta, pero en la parte superior ya se ha roto, lo que generó un frente de mojado que comienza a descender. En el inciso (d) se observa que en la parte inferior de la probeta finalmente colapsa la capa de vapor y avanza el frente de mojado mientras que se aprecia un ligero avance del frente de mojado superior, los frentes superior e inferior continúan avanzando por la probeta en direcciones opuestas, mientras que en inciso (e) ya se han unido ambos frentes; después de este momento la extracción de calor disminuye considerablemente.

En la Figura 4.5 se presentan imágenes extraídas del video correspondiente al enfriamiento de la probeta cónica, con tiempo medido respecto al momento en que la posición llega a su posición de enfriamiento. En el inciso (a) se observa la probeta en el instante en el que alcanza la posición de enfriamiento dentro del sistema, con la capa de vapor ya formada; se aprecia una coloración rojiza en la probeta de acero.

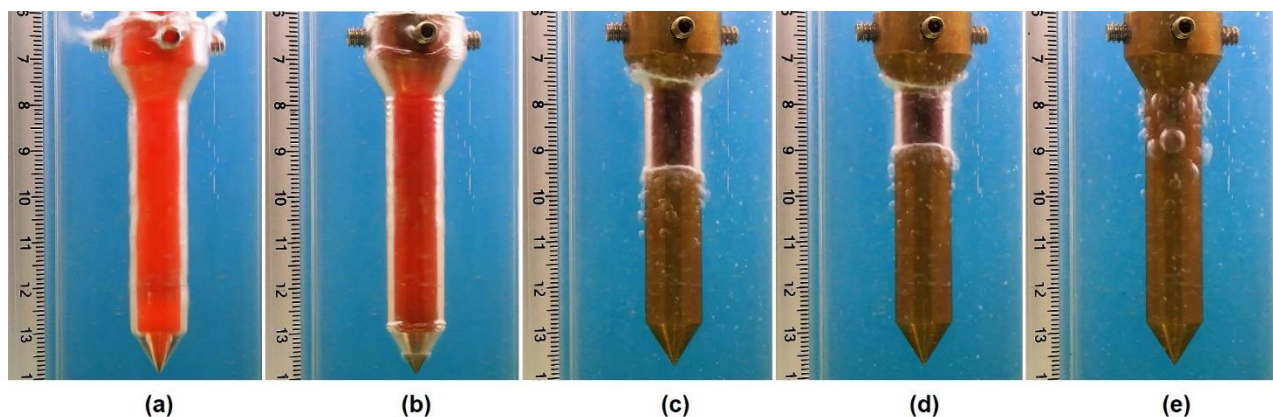


Figura 4. 5. Secuencia de imágenes de la probeta cónica enfriada con agua fluyendo a 20LPM: a) 0 s, b) 1.5 s, c) 6.5 s, d) 14.5 s y e) 17.5 s.

En el inciso (b) el color rojo de la superficie se ha atenuado (aunque no tanto como con la probeta semiesférica para tiempos equivalentes) debido a la disminución de la temperatura; sin embargo, la capa de vapor ha colapsado en la punta de la probeta. En el inciso (c) el frente de mojado ya avanzó aproximadamente 1.5 cm, además de que la capa rompió también en la parte superior (cople de la probeta), generando un segundo frente de mojado que desciende. Para la imagen mostrada en el inciso (d) los frentes superior e inferior casi se han encontrado, pero muy cerca del cople de la probeta; esto se debe a que el frente inferior comenzó a ascender mucho antes de que el frente superior siquiera se formara. Finalmente, en el inciso (e) ya han desaparecido por completo ambos frentes y se da paso al enfriamiento por convección pura.

Para analizar la reproducibilidad de los experimentos, en las Figuras 4.6 y 4.7 se grafican las respuestas térmicas (en la posición de TC2) para dos pruebas con flujo 20 LPM, para cada una de las geometrías estudiadas.

Al comparar las dos respuestas térmicas adquiridas para la probeta cónica (Figura 4.6) se observa que son semejantes entre sí, indicando la reproducibilidad del experimento. La curva de la parte inferior de la gráfica es la diferencia instantánea entre las dos respuestas térmicas. Como puede apreciarse, la diferencia es máxima en la zona de ebullición con formación de burbujas. Esta diferencia puede atribuirse a diferencias en la duración de la capa de vapor.

Las respuestas térmicas para la probeta con punta semiesférica muestran una menor diferencia entre ellas – ver Figura 4.7,



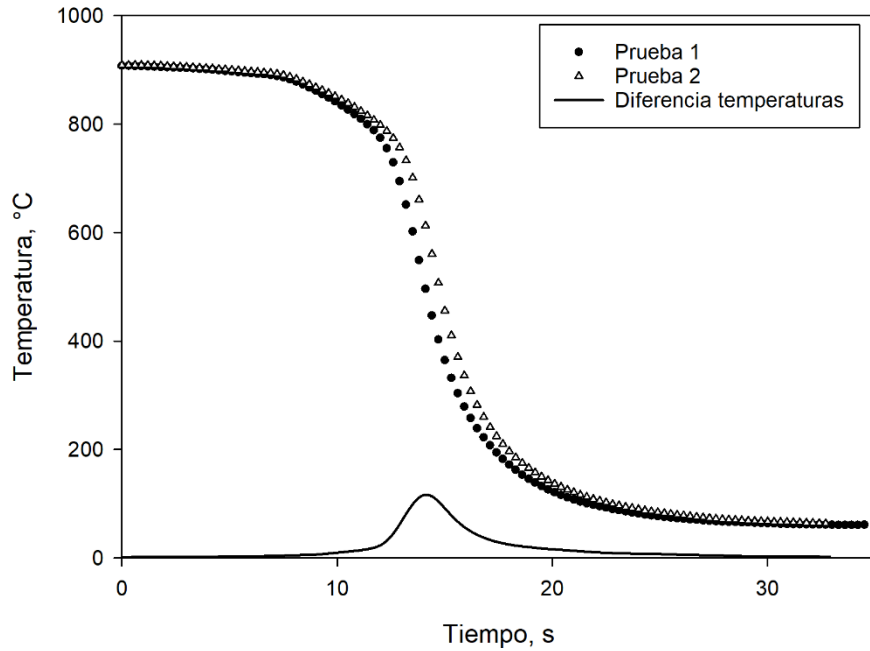


Figura 4. 6. Curvas de enfriamiento (símbolos) en la posición del termopar TC2 durante el enfriamiento de probeta de punta cónica, con agua fluyendo a 20 LPM. La curva con línea es la diferencia instantánea de temperaturas.

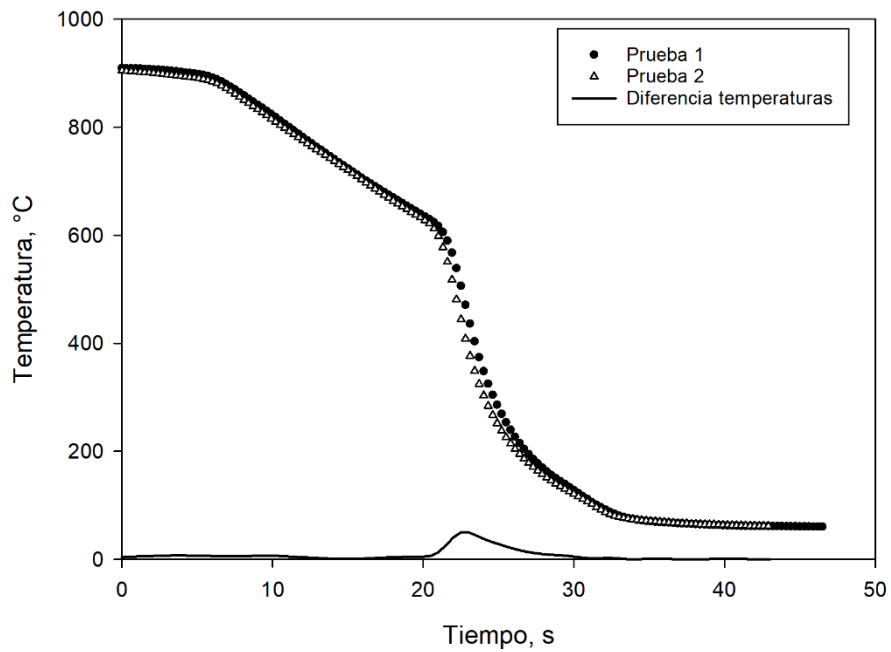


Figura 4. 7. Curvas de enfriamiento (símbolos) en la posición del termopar TC2 durante el enfriamiento de probeta de punta semiesférica, con agua fluyendo a 20 LPM. La curva con línea es la diferencia instantánea de temperaturas.

En la Figura 4.8 se presenta la curva de *flux* de calor en la superficie (estimado con *WinProbe*) como función del tiempo, para la posición de TC2, para tres valores del parámetro *r*. Recuérdese que este parámetro es el número de “tiempos futuros” en el método secuencial de función especificada.

Al observar las curvas se aprecia que el valor del parámetro *r* tiene poca influencia sobre los resultados, toda vez que las tres curvas trazadas prácticamente están perfectamente empalmadas una con otra, por lo que los cálculos que siguen se realizarán para *r* = 2.

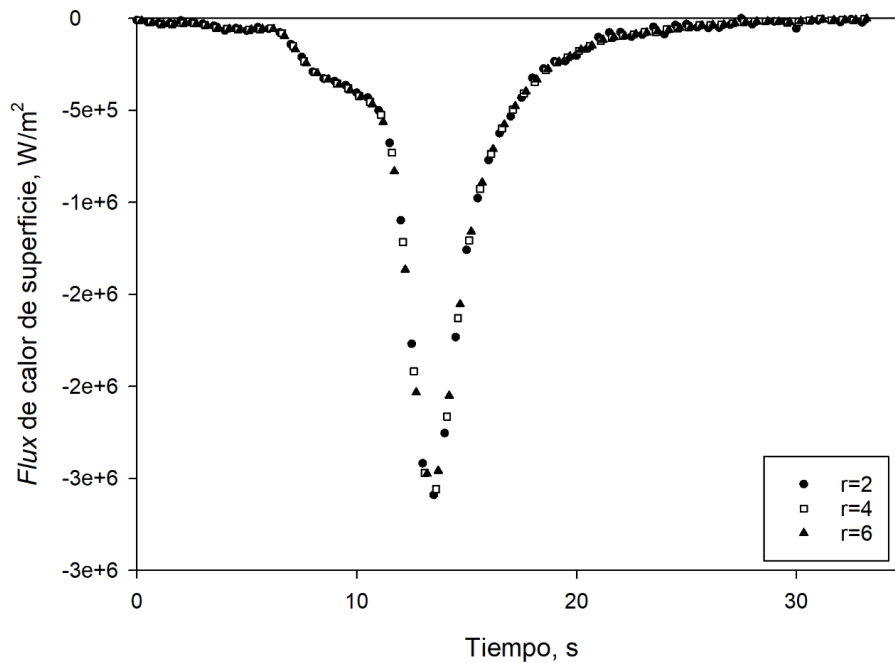


Figura 4. 8. Efecto del número de pasos de tiempo futuros sobre el flux de calor de la superficie como función del tiempo para la probeta semiesférica enfriada con agua fluyendo a 20 LPM.

En la Figura 4.9 se muestran las curvas de *flux* de calor en la superficie en función del tiempo, para ambas geometrías, calculadas usando *WinProbe*. La primera región está asociada con el traslado de la probeta del horno hasta la posición final de enfriamiento; en tanto que la sección siguiente, hasta antes del descenso súbito, corresponde a la presencia de la capa de vapor. En el caso de la

probeta de punta cónica existe una pendiente negativa, es decir, la capa de vapor no alcanza a asilar térmicamente, mientras que en el caso de la probeta de punta semiesférica se forma una meseta, lo cual significa que la película de vapor retrasa el enfriamiento de la probeta.

Dado que la capa de vapor se rompe antes en el caso de la probeta de punta cónica, este rompimiento se da a mayor temperatura, lo que genera que la cantidad de energía térmica contenida en la probeta en el momento de la ruptura sea mucho mayor y, a su vez, que el valor máximo del *flux* de calor en la superficie sea mayor.

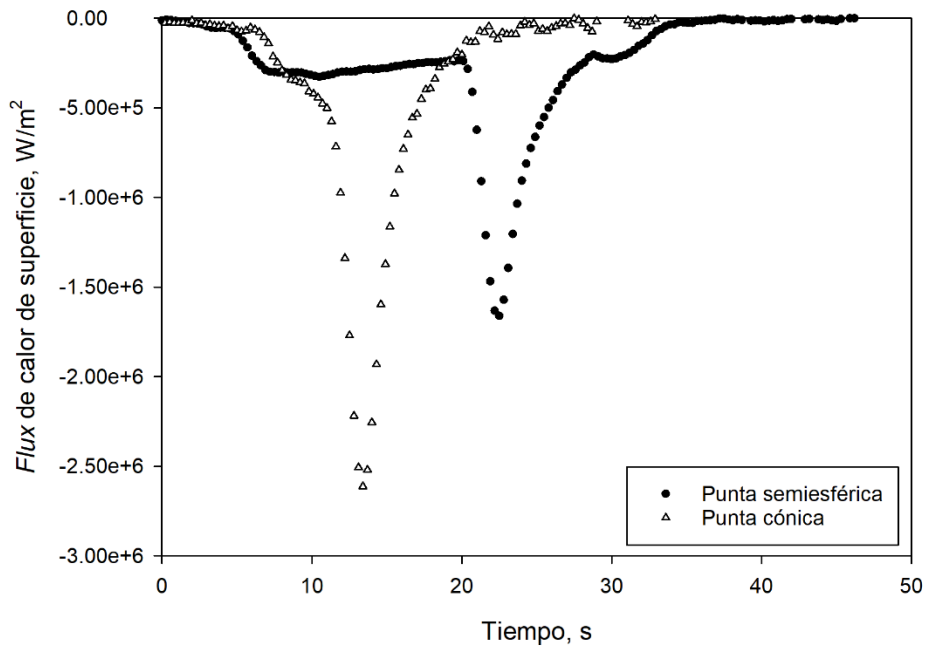


Figura 4. 9. Curvas de flux de calor de la superficie como función del tiempo calculado, para ambas probetas enfriadas con agua fluyendo a 20 LPM.

En las Figuras 4.10 y 4.11 se muestran las curvas de *flux* de calor en la superficie (símbolos) y la posición del frente de mojado (línea recta), ambos como función del tiempo, para experimentos con la probeta de punta cónica a dos valores de flujo de agua. Las curvas muestran que al aumentar el flujo de agua de 20 a 60 LPM la duración de la capa de vapor disminuye. De hecho, para el flujo de agua mayor, no se forma la meseta característica de una capa de vapor estable. También

se observa que, a mayor flujo de agua, la máxima extracción de calor (caracterizada por el *flux* de calor en la superficie) aumenta significativamente. Las curvas de la posición del frente de mojado muestran que éste inicia antes (es decir, la duración de la capa de vapor es menor) al aumentar el flujo de agua. Por otra parte, el instante en el que el frente de mojado pasa sobre la posición del termopar TC2 (señalado con una línea horizontal punteada, ubicada a 1.4 cm de la punta de la probeta) está ligeramente desfasado con el máximo *flux* de calor que se extrae de la probeta. Esto se debe a que, el máximo poder de extracción lo ofrecen las burbujas que se generan justo por debajo del frente de mojado; la región de las burbujas mide entre 8 y 10 mm, que coincide justo con el desfase observado.

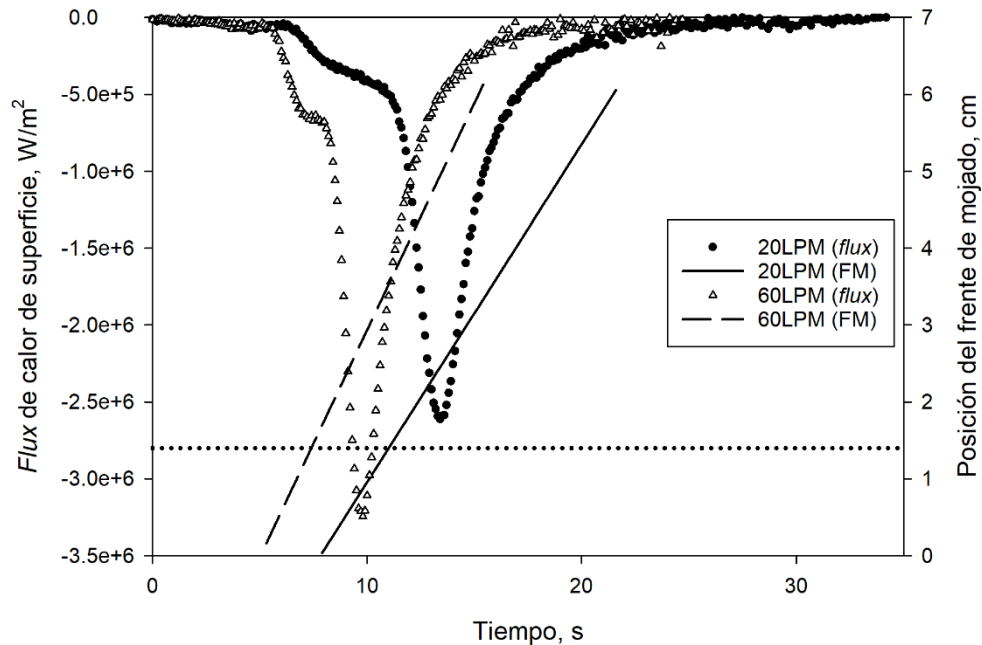


Figura 4. 10. Flux de calor en la superficie (eje de las ordenadas izquierdo, símbolos) y posición del frente de mojado (eje de las ordenadas derecho, líneas), como función del tiempo, para la probeta de punta cónica enfriada con un flujo de agua de 20 y 60 LPM. La línea horizontal punteada indica la posición del termopar TC2 en la dirección axial.

La probeta de punta semiesférica (Figura 4.11), presenta un comportamiento similar al de la probeta de punta cónica, aunque la extensión de la meseta asociada con la duración de la capa de vapor es mucho mayor. En este caso el máximo de extracción de calor no corresponde exactamente a la posición de TC2, esto se

puede atribuir a que cuando la capa de vapor rompe en la probeta de punta cónica la temperatura es más elevada (Figuras 4.1 y 4.2) que al tiempo equivalente para la probeta de punta hemisférica y, por ende, la extracción de calor no se efectuará del mismo modo.

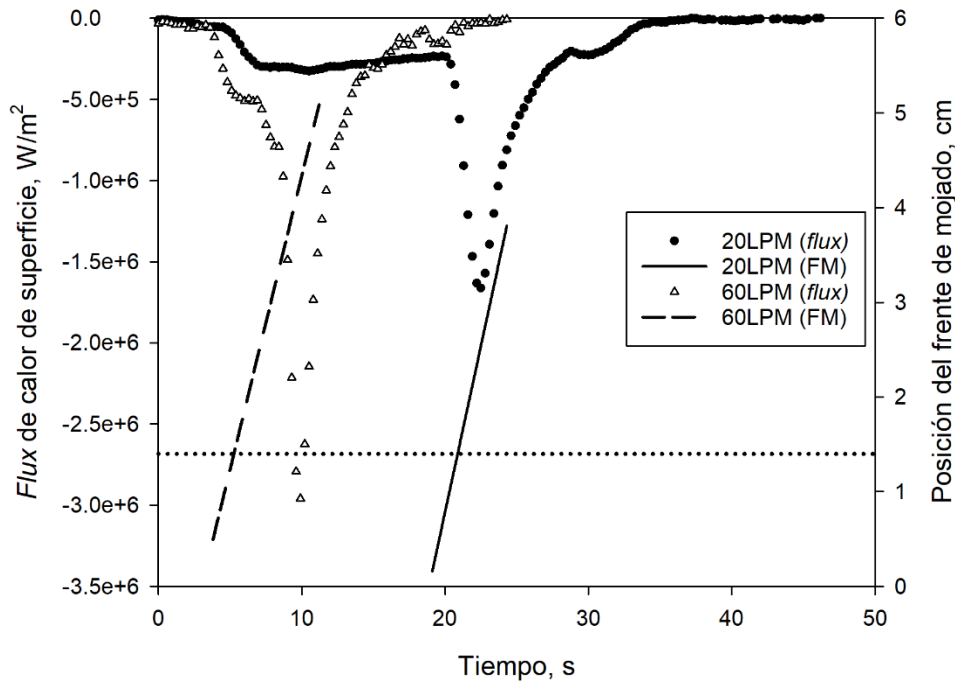


Figura 4. 11. Flux de calor en la superficie (eje de las ordenadas izquierdo, símbolos) y posición del frente de mojado (eje de las ordenadas derecho, líneas), como función del tiempo, para la probeta de punta semiesférica enfriada con un flujo de agua de 20 y 60 LPM. La línea horizontal punteada indica la posición del termopar TC2 en dirección axial.

El tiempo al que ocurre el máximo *flux* de calor en la superficie, es equivalente en ambas probetas para el flujo de agua 60 LPM, en tanto que para las probetas enfriadas con flujo de 20 LPM, el máximo *flux* de calor en la superficie se demora mucho más en el caso de la probeta con punta semiesférica.

En la Tabla 4.1 se compilan variables relevantes para este estudio. La duración de la capa de vapor tiene un valor máximo de 14 segundos correspondiente a la Prueba 1 de la probeta semiesférica enfriada a 20 LPM y un valor mínimo de 0 segundos (es decir, la capa de vapor ya había comenzado a romperse para el

momento en el que la probeta llegaba a la posición de ensayo) para las dos pruebas con la probeta cónica enfriada a 60 LPM. Esto confirma que la punta cónica favorece la ruptura de la capa de vapor.

Tabla 4. 1. Compilación de análisis de resultados relevantes

	Probeta con punta semiesférica				Probeta con punta cónica			
	20 LPM		60 LPM		20 LPM		60 LPM	
	Prueba 1	Prueba 2	Prueba 1	Prueba 2	Prueba 1	Prueba 2	Prueba 1	Prueba 2
<b>Duración de la capa de vapor [s]</b>	14.2	13.9	3.0	3.2	0.9	1.2	0.0	0.0
<b>Velocidad del frente de mojado [cm/s]</b>	0.7016	0.7135	0.6204	0.6554	0.4394	0.4494	0.5905	0.5624
<b>Máximo <i>flux</i> de calor de superficie [MW/m<sup>2</sup>]</b>	-1.68	-1.76	-2.96	-2.80	-2.61	-2.62	-3.24	-3.24
<b>Tiempo en que ocurre el máximo <i>flux</i> de superficie [s]</b>	22.4	22.0	9.9	9.8	12.1	12.3	9.8	9.9

Se aprecia que, en la probeta semiesférica, la velocidad de frente de mojado disminuye al aumentar el flujo de agua, mientras que, en el caso de la probeta cónica, la velocidad del frente de mojado aumenta al aumentar el flujo de agua.

Esto se puede explicar analizando las historias térmicas de la temperatura de superficie estimada mediante la resolución del *IHCP*, mostradas en las Figuras 4.12 y 4.13.

Se observa que, para la probeta cónica, la capa de vapor rompe aproximadamente a la misma temperatura para ambos flujos de agua, lo cual asegura que ambas contienen la misma cantidad de energía y por tanto la velocidad del frente de mojado aumenta solamente debido al aumento del flujo de agua.

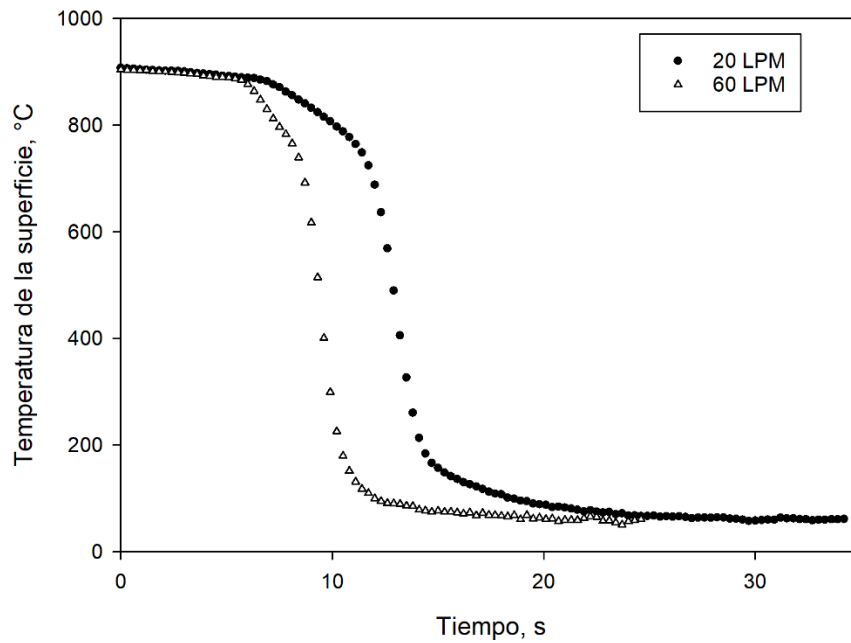


Figura 4. 12. Historias térmicas en la superficie (estimadas) para la probeta con punta cónica, enfriada con flujos de 20 y 60 LPM.

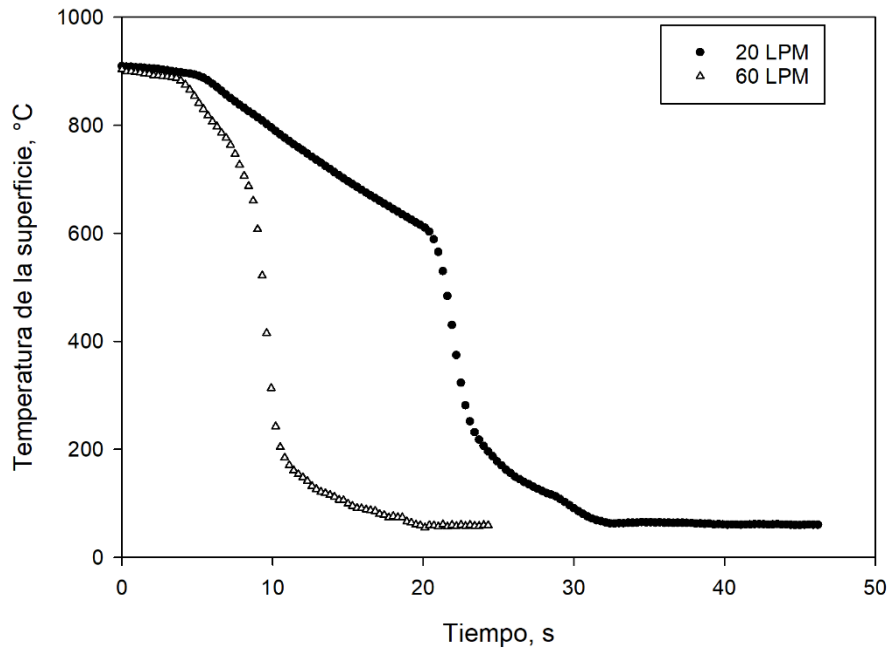


Figura 4. 13. Historias térmicas en la superficie (estimadas) para la probeta con punta semiesférica, enfriada con flujos de 20 y 60 LPM.

Por otro lado, en la probeta semiesférica, la capa de vapor de la prueba a 20 LPM rompe a menor temperatura que en el caso de la prueba a 60 LPM, lo cual implica que el contenido energético es diferente. Para la probeta semiesférica la velocidad del frente de mojado disminuye al aumentar el flujo de agua, debido a que el contenido energético de la probeta enfriada a 60 LPM es mayor en el momento en el que rompe la capa de vapor y eso genera que el frente se mueva con menor velocidad, a pesar de ser mayor el flujo de agua y, por tanto, mayor el componente convectivo.

Los valores de *flux* de calor en la superficie tienen un mayor valor (absoluto) en los experimentos con flujo de agua mayor, debido a que se favorece la extracción de calor hacia el medio. El tiempo al que ocurre la extracción de calor máxima es menor para la probeta de punta cónica, lo que está asociado a la menor duración de la capa de vapor. Esto último provoca que la temperatura de la superficie de la probeta de punta cónica a la altura de TC2 sea mayor, con respecto al caso de la probeta de punta semiesférica, y por tanto que tenga una mayor fuerza motriz, lo que explica que los valores máximos de *flux* de calor en la superficie sean más grandes para la probeta de punta cónica.

## **4.2. Experimentos tipo II – a**

En las Figuras 4.14 y 4.15 se observan las curvas de enfriamiento medidas en las probetas huecas (con el termopar de sub-superficie cercano a la superficie enfriada, ver Figura 3.7) para las dos geometrías y los dos flujos estudiados.



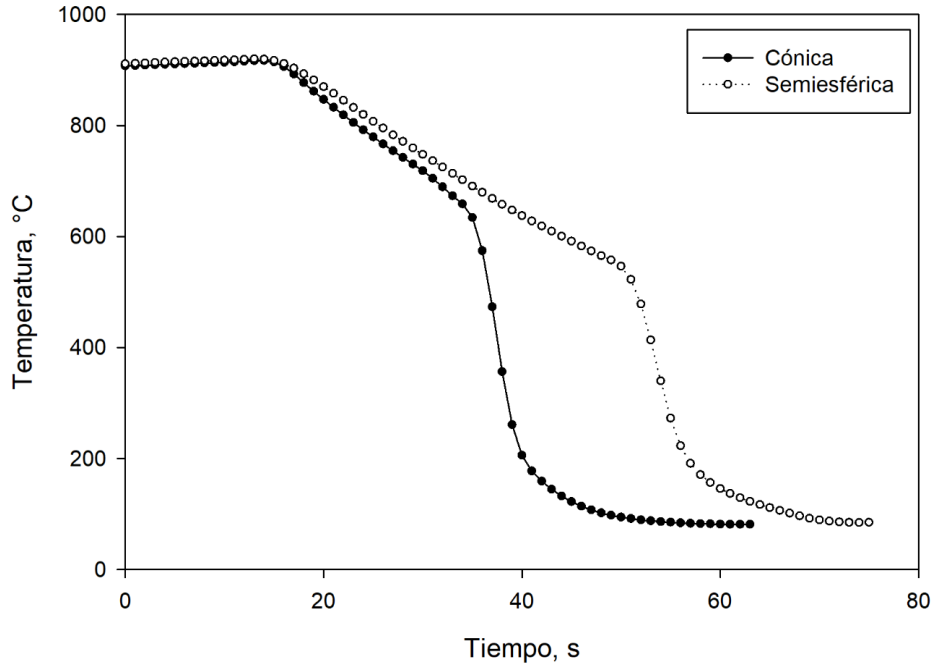


Figura 4. 14. Efecto de la geometría de la probeta sobre las curvas de enfriamiento (medidas con TC2, sensor de la sub – superficie, ver Figura 3.7), durante el enfriamiento con agua fluyendo a 20 LPM.

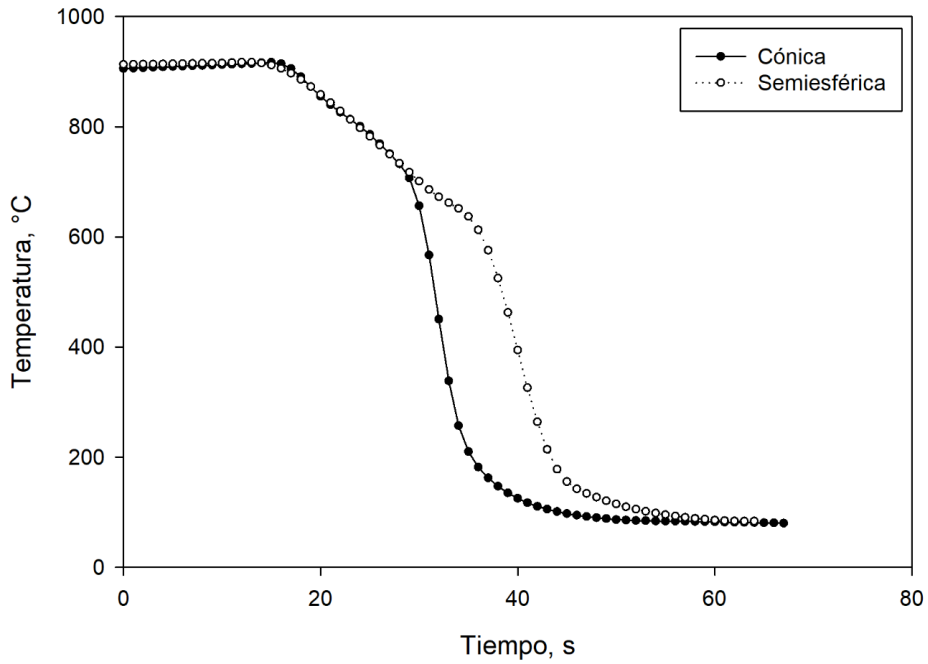


Figura 4. 15. Efecto de la geometría de la probeta sobre las curvas de enfriamiento (medidas con TC2, sensor de la sub – superficie, ver Figura 3.7), durante el enfriamiento con agua fluyendo a 25 LPM.

Se puede apreciar que presentan un comportamiento semejante: la primer meseta corresponde al segmento final de la etapa de calentamiento de la probeta y al momento en el que la probeta se extrae del sistema de aislamiento para trasladarse hasta su posición de enfriamiento; la pendiente que se observa inmediatamente después se debe al enfriamiento durante la etapa de capa de vapor, mucho más duradera en la probeta semiesférica que en la cónica, para ambos flujos; la pendiente más pronunciada se atribuye al rompimiento de la capa de vapor, la formación del frente de mojado y el posterior avance del mismo, para culminar en la pendiente más suave, que corresponde a la etapa de convección pura. Además, se puede observar que la duración de la capa de vapor depende de la geometría de la probeta. Aunque ambas probetas se hayan expuesto a la misma velocidad de flujo, se logra apreciar que la probeta con punta cónica favorece la ruptura temprana de la capa de vapor.

En las Figuras 4.16 y 4.17 se presenta el efecto de la velocidad de flujo de agua para cada una de las geometrías estudiadas.

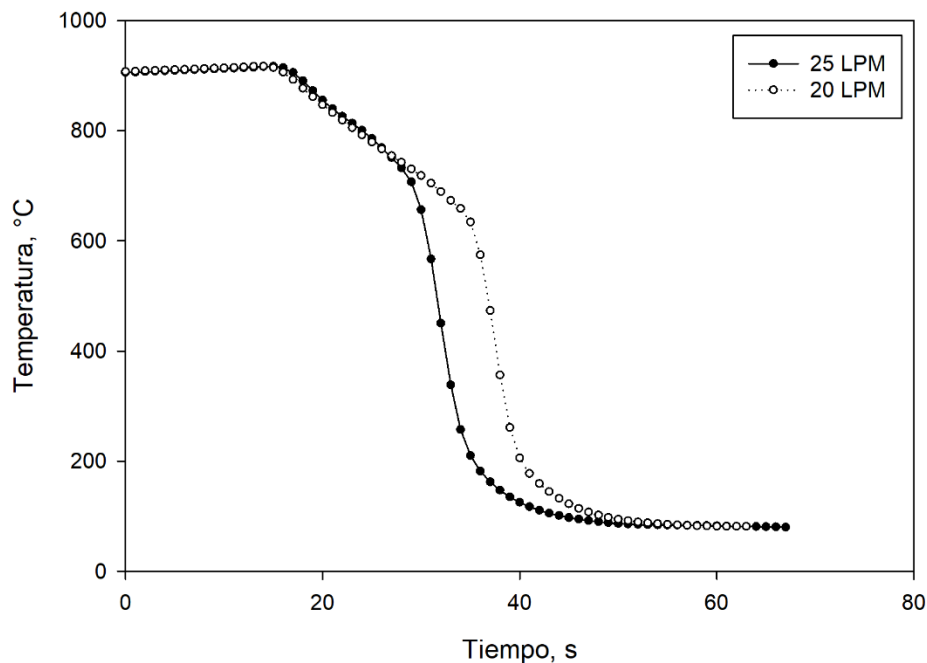
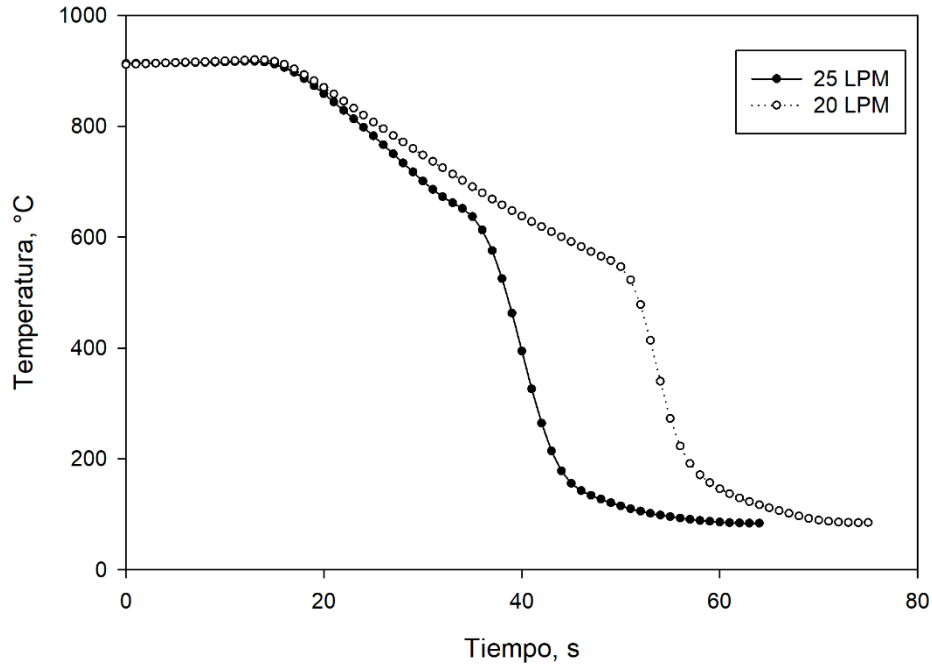


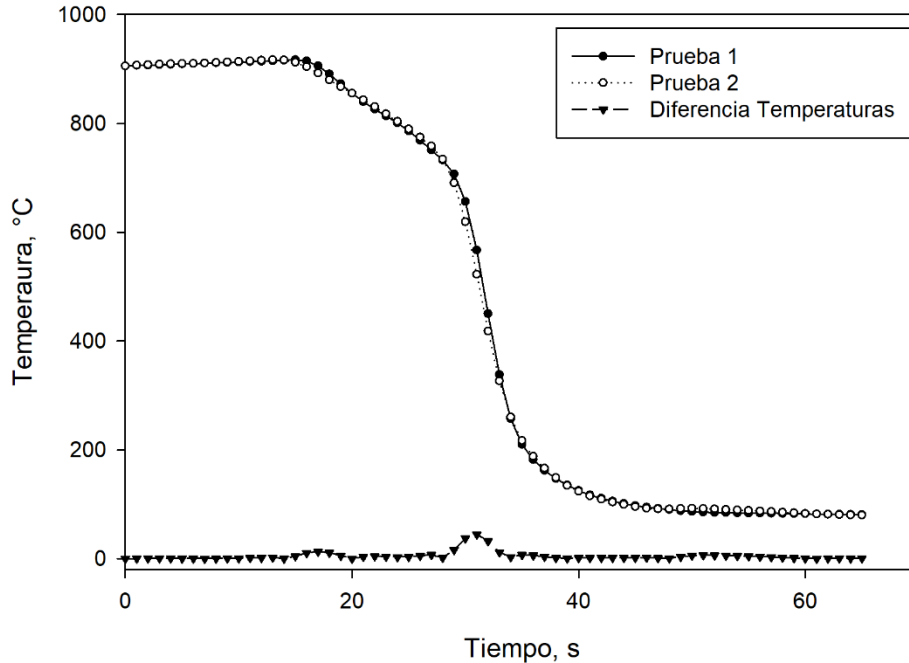
Figura 4. 16.- Efecto del flujo volumétrico de agua sobre la curva de enfriamiento para la probeta con punta cónica.



*Figura 4. 17.- Efecto del flujo volumétrico de agua sobre la curva de enfriamiento para la probeta con punta semiesférica.*

A mayor velocidad de flujo, la duración de la capa de vapor disminuye considerablemente. Si se desea realizar un temple adecuado, es necesario considerar que el enfriamiento es mayor cuando se efectúa con un flujo de agua mayor, ya que se disminuye la duración de la capa de vapor, sobre todo en la probeta semiesférica. La probeta cónica enfriada a 25 LPM (Figura 4.16) es la que presenta la menor duración, con un tiempo menor a 5 segundos, mientras que la probeta semiesférica enfriada a 20 LPM casi alcanza los 40 segundos de duración de capa de vapor.

En la Figura 4.18 se presentan curvas medidas en dos pruebas diferentes, bajo las mismas condiciones experimentales: la probeta cónica con flujo de agua de 25 LPM. Para poder mostrar que dos pruebas realizadas son reproducibles entre sí, también se muestra en la figura una curva con la diferencia de temperaturas entre ambas pruebas.



*Figura 4. 18. Curvas de enfriamiento (medidas en pruebas independientes) para la probeta cónica enfriada a 25LPM y diferencia de temperaturas entre las dos pruebas.*

La curva correspondiente a la diferencia de temperaturas de ambas pruebas presenta pequeñas oscilaciones, que corresponden a los instantes en los que las curvas de enfriamiento se separan; la mayor diferencia corresponde al instante en que rompe la capa de vapor, lo que puede deberse a pequeñas diferencias en la duración de la misma. Sin embargo, las pruebas son reproducibles.

En las Figuras 4.19 y 4.20 se muestran las curvas de rapidez de enfriamiento local como función del tiempo, comparando ambas geometrías a los dos flujos de agua estudiados. La primera meseta corresponde a la parte final de la etapa de calentamiento. El primer descenso (correspondiente a un aumento en magnitud de la rapidez de enfriamiento) se debe al traslado de la probeta desde la cubierta de calentamiento y hasta su posición de enfriamiento. La siguiente meseta corresponde a la etapa de duración de la capa de vapor; como ya se describió con anterioridad, ésta actúa como aislante térmico, razón por la cual la rapidez de enfriamiento muestra valores aproximadamente constantes.

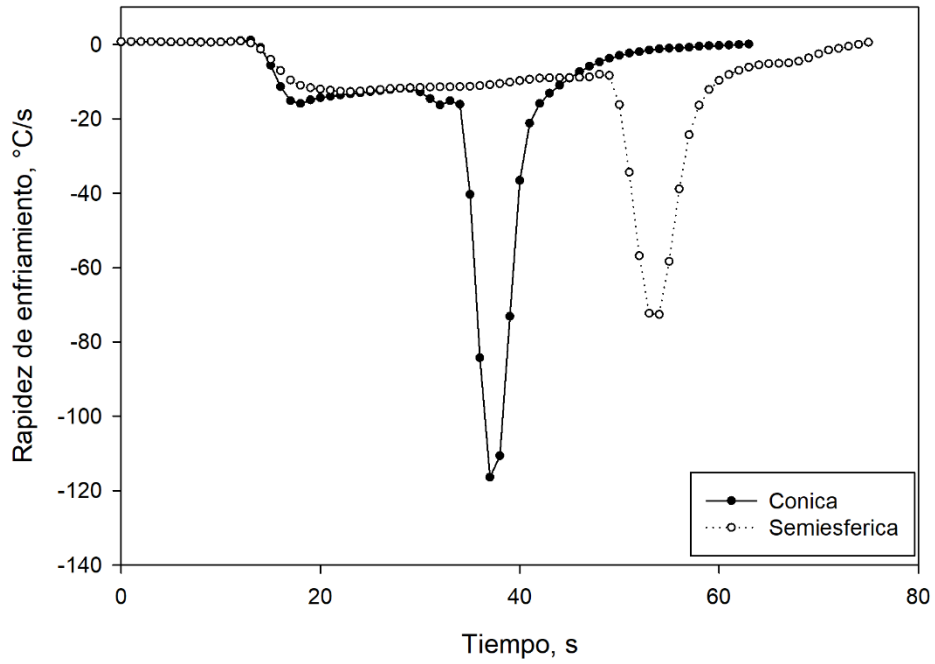


Figura 4. 19. Historia de rapidez de enfriamiento local en función de la geometría de la punta de la probeta para flujo a 20 LPM.

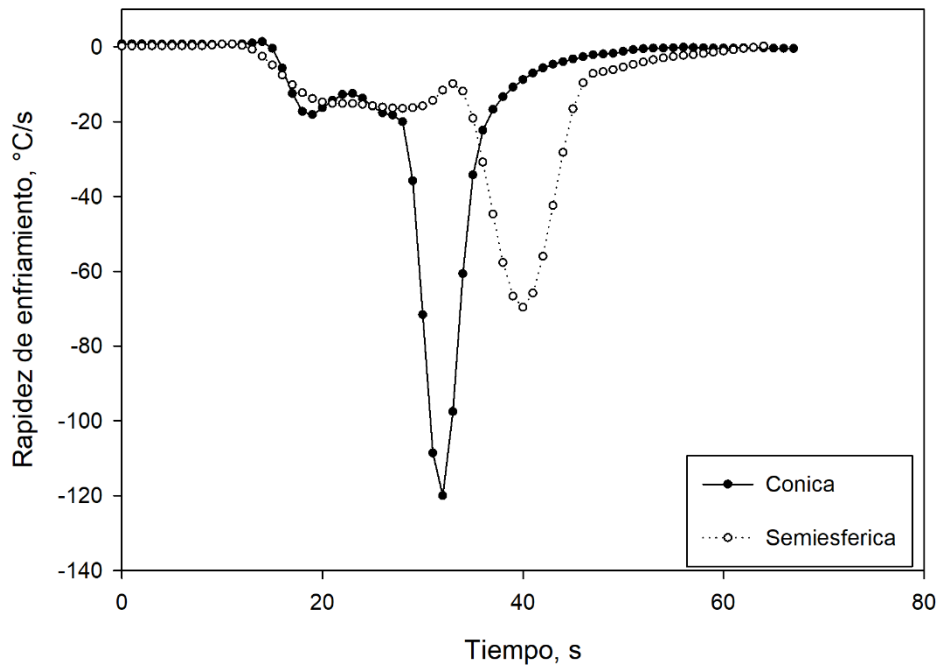


Figura 4. 20. Historia de rapidez de enfriamiento local en función de la geometría de la punta de la probeta para flujo a 25 LPM.

Inmediatamente después, se aprecia un aumento súbito (en magnitud) de la rapidez de enfriamiento hasta alcanzar el valor máximo, etapa que corresponde a la ruptura de la capa de vapor y la formación del frente de mojado. Finalmente, la magnitud de la rapidez de enfriamiento se reduce significativamente, situación que se debe al enfriamiento por convección pura en el medio de temple.

Se puede apreciar, también, que la probeta cónica favorece en mayor medida la ruptura de la capa de vapor. Para una geometría dada, el aumento de la velocidad de flujo no afecta al valor máximo (en magnitud) de la rapidez de enfriamiento. Esto se puede explicar considerando que, al ingresar la probeta al medio de temple, el *flux* de calor suministrado por la resistencia eléctrica al interior de la probeta compensa el hecho de que a mayor velocidad de flujo de fluido la extracción de calor podría ser mayor.

Finalmente, comparando las magnitudes máximas de rapidez de enfriamiento entre ambas geometrías, se aprecia que el máximo es casi el doble para la probeta con punta cónica que para la probeta con punta semiesférica. Esto se debe a que, al romper más rápidamente la capa de vapor con la probeta de punta cónica, la temperatura y, por ende, la cantidad de energía térmica en la probeta son mayores, por lo que la fuerza motriz de extracción de calor es mayor.

En las Figuras 4.21 y 4.22 se presentan las curvas de rapidez de enfriamiento local junto con las de distancia de avance del frente de mojado como función del tiempo, para ambas geometrías y ambos flujos estudiados.

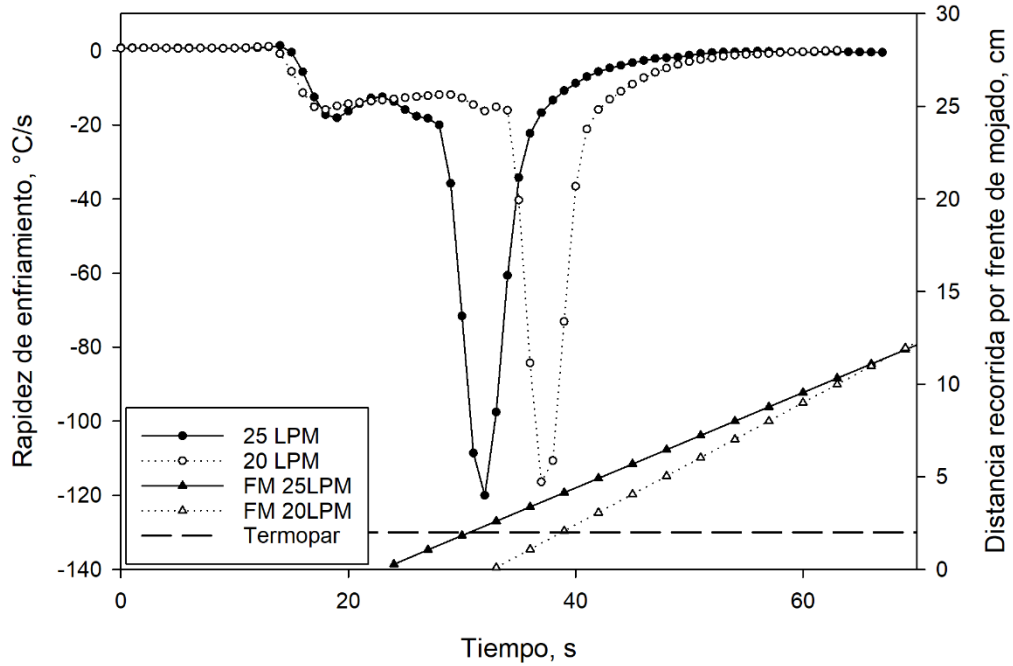


Figura 4. 21. Historia de rapidez de enfriamiento local (círculos) y de distancia recorrida por el frente de mojado (triángulos) como función del tiempo, para la probeta con punta cónica enfriada con flujo volumétrico de agua de: (a) 20 LPM y b) 25 LPM. La línea horizontal de guiones representa a la posición axial del termopar.

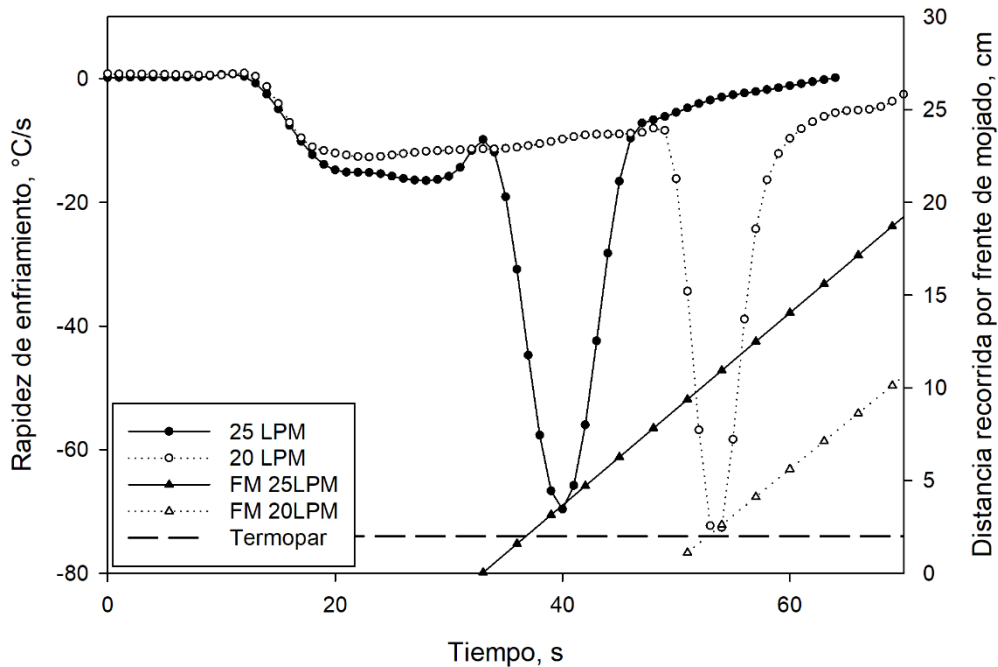


Figura 4. 22. Historia de rapidez de enfriamiento local (círculos) y de distancia recorrida por el frente de mojado (triángulos) como función del tiempo, para la probeta con punta semiesférica enfriada con flujo volumétrico de agua de: (a) 20 LPM y b) 25 LPM. La línea horizontal de guiones representa a la posición axial del termopar.

Cuando se presenta el máximo en la magnitud de la rapidez de enfriamiento local, el frente de mojado pasa justo por la posición vertical del termopar (representada con la línea horizontal trazada con guiones). Esto está relacionado con la ebullición violenta del medio de temple, asociada con la formación de burbujas. Recuérdese que la respuesta térmica local está desfasada y amortiguada con respecto a los eventos que ocurren en la superficie de la probeta.

También se aprecia que las pendientes de las rectas que representan el avance del frente de mojado en el caso de las probetas de punta semiesférica son paralelas para ambos flujos estudiados, lo que implica que la velocidad del frente de mojado será similar para ambas condiciones experimentales.

Por otro lado, se puede apreciar que las pendientes de las rectas que representan el avance del frente de mojado para la probeta cónica no son paralelas, lo que implica que las velocidades de avance del frente son diferentes. De hecho, el frente de mojado de la prueba a 25 LPM avanza más lento que en la prueba a 20 LPM (la pendiente de la recta es menor). Esto se puede explicar considerando los tiempos de duración de la capa de vapor: a mayor flujo la capa de vapor dura menos tiempo, lo que provoca que cuando la capa rompe y el frente comience a avanzar, la temperatura de la superficie de la probeta sea mayor, y por ende el frente de mojado avance con mayor lentitud.

En las Figuras 4.23 y 4.24 se presentan imágenes de la evolución de la capa de vapor a distintos tiempos, para la probeta hueca de punta cónica y punta semiesférica, respectivamente, enfriadas desde 900 °C con flujo de agua de 20 LPM. Las imágenes corresponden a instantes desde que la probeta llega a su posición de enfriamiento y hasta que se genera la ruptura de esta, con el objetivo de caracterizar los tiempos de duración de la capa de vapor, que es un parámetro importante en la siguiente fase de experimentos.



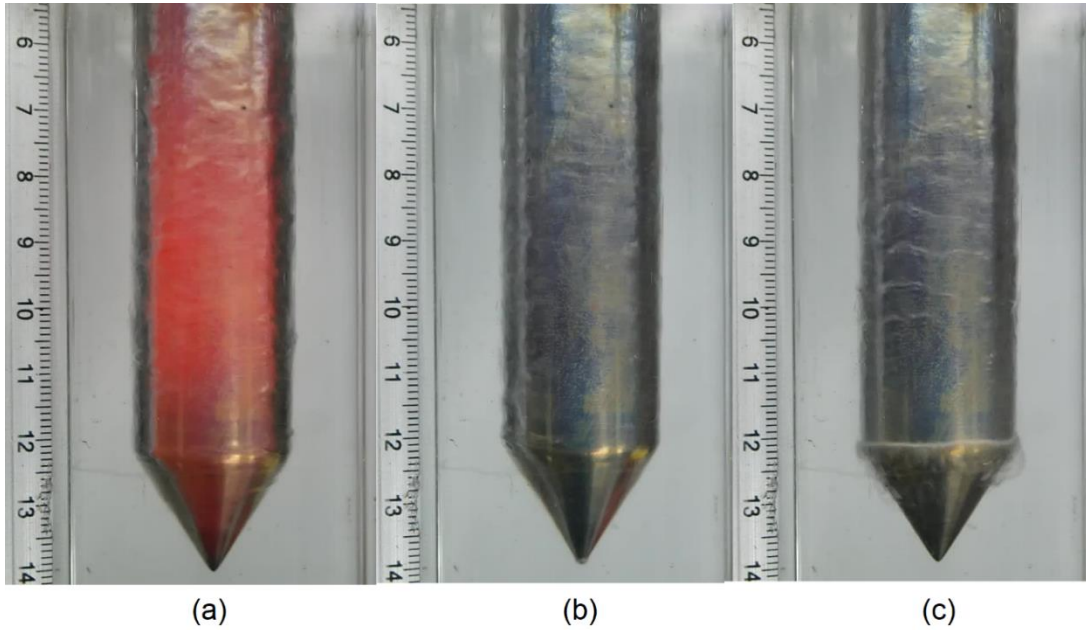


Figura 4. 23. Secuencia de enfriamiento de la probeta cónica con flujo de 20 LPM:  
 (a) 0 segundos, (b) 15 segundos y (c) 20 segundos.

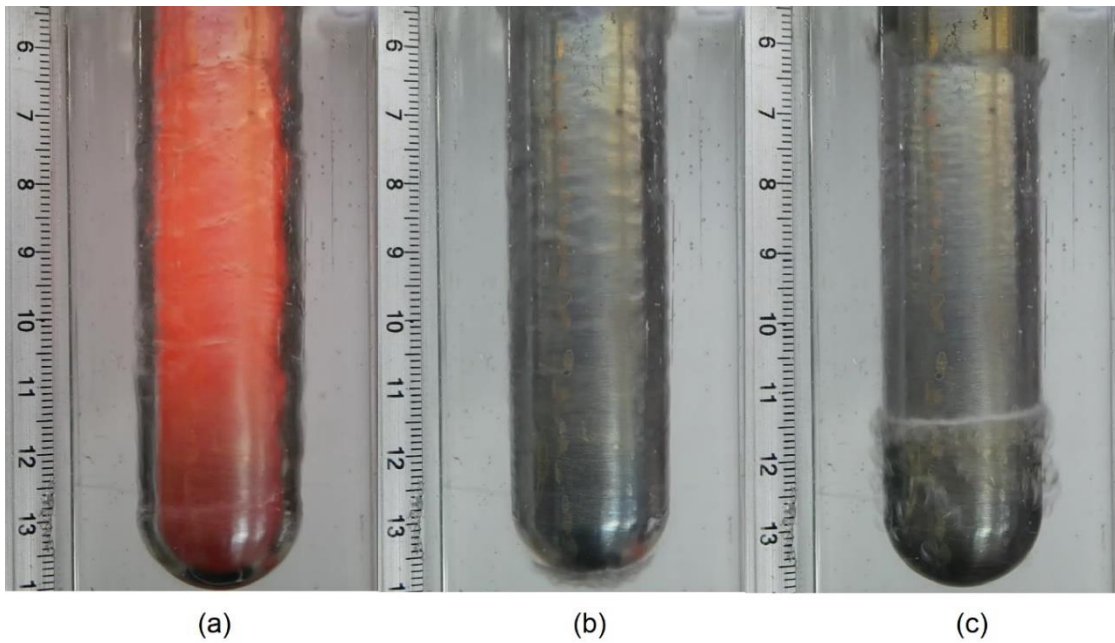
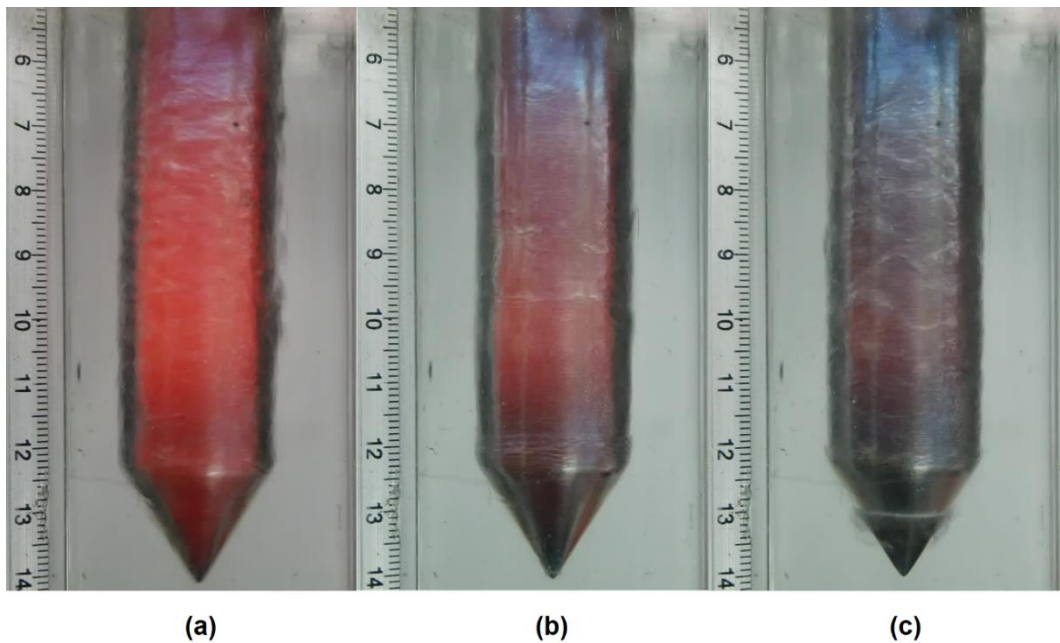


Figura 4. 24. Secuencia de enfriamiento de la probeta semiesférica con flujo de 20 LPM:  
 (a) 0 segundos, (b) 33 segundos y (c) 38 segundos.

Como puede apreciarse en ambas probetas, al llegar a la posición de enfriamiento (Figuras 4.23 – a y 4.24 – a) hay presencia de una coloración rojiza, debido a la cantidad de energía contenida en las mismas. La siguiente imagen

corresponde al instante en el que la capa de vapor colapsa justo en la punta de cada probeta. En el caso de la probeta cónica, la ruptura se da a los 15 segundos (Figura 4.23 – b), mientras que en el caso de la probeta semiesférica la capa de vapor colapsa hasta los 33 segundos. Esto refuerza lo mostrado en las Figuras 4.14, 4.15, 4.19 y 4.20, en cuanto a que la probeta semiesférica presentaba un mayor tiempo de duración de la capa de vapor que la probeta cónica. La última imagen de cada serie muestra a la superficie de la probeta cuando el frente de mojado avanza a lo largo de la longitud de cada probeta.

En las Figuras 4.25 y 4.26 se muestran imágenes de la evolución de la capa de vapor a distintos tiempos durante el enfriamiento de cada una de las probetas desde 900 °C, en agua fluyendo a 25 LPM.



*Figura 4. 25. Secuencia de enfriamiento de la probeta cónica con flujo de 25 LPM: (a) 0 segundos, (b) 5 segundos y (c) 10 segundos.*

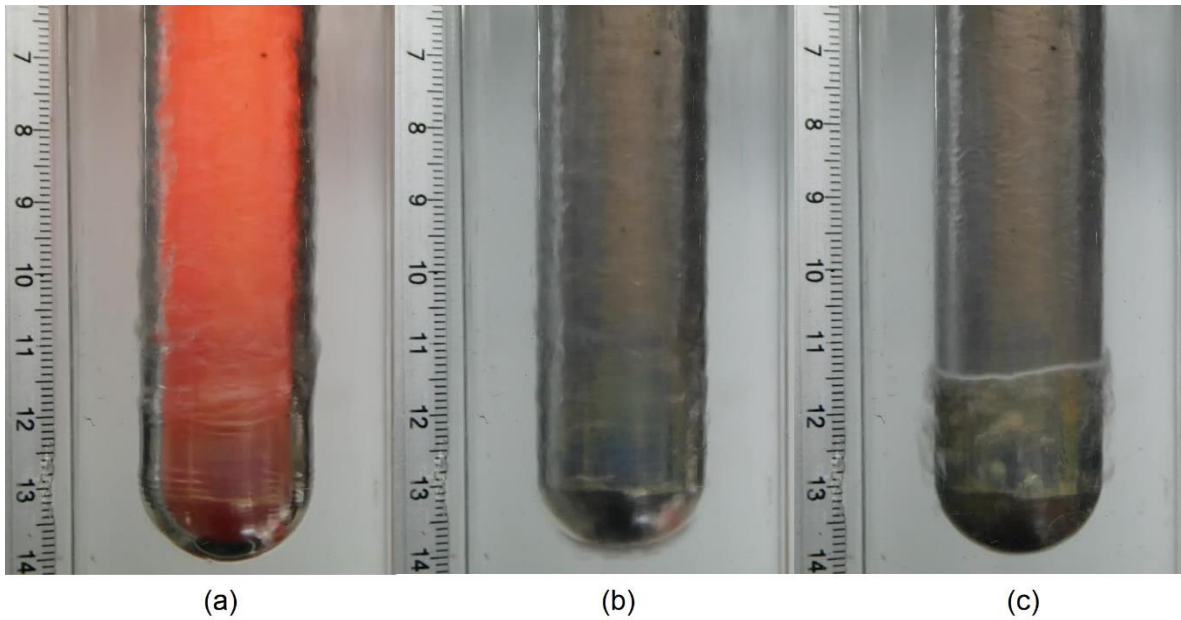


Figura 4. 26. Secuencia de enfriamiento de la probeta semiesférica con flujo de 25 LPM: (a) 0 segundos, (b) 18 segundos y (c) 23 segundos.

Lo primero que se puede observar es que, al aumentar el flujo de agua, el tiempo de duración de la capa de vapor disminuye considerablemente. Por ejemplo, en el caso de la probeta cónica, (Figuras 4.23 y 4.25) el tiempo de duración de capa de vapor pasa de 15 a 5 segundos, mientras que en el caso de la probeta semiesférica (Figuras 4.24 y 4.26), el tiempo de duración de la capa de vapor disminuye de 33 a 18 segundos. Esto ratifica lo observado en las Figuras 4.16, 4.17, 4.21 y 4.22, donde se aprecia que un aumento en la velocidad de flujo acorta la parte de la curva correspondiente a la etapa de capa de vapor.

Esto permite diseñar la última etapa de experimentos, en la que el interés es determinar los campos de vectores de velocidad en la vecindad que rodea a las probetas. Dado que la prueba en la que la capa de vapor dura menos tiempo es la cónica con flujo de 25 LPM (5 segundos), ésta es la que marca la pauta para las determinaciones de los siguientes experimentos. Dado el corto tiempo de duración, se decide adquirir las imágenes con la cámara de alta velocidad a una rapidez de captura de 125 cuadros por segundo (125 fps, por sus siglas en inglés, *frames per second*), lo que da un total de 625 cuadros, con los que se podría trabajar

adecuadamente en la determinación de campo vectorial de velocidades, usando el *software PIVLab* de *Mathlab*, lo cual además ofrecería resultados suficientemente confiables. Dicha captura se realiza con una apertura de lente de 1.4 y una frecuencia de obturación de una milésima de segundo.

### 4.3. Experimentos tipo II – b

Para validar los resultados obtenidos con el *software PIVLab*, en las Figuras 4.27 y 4.28 se muestran los vectores de velocidad y la magnitud de la velocidad calculados mediante la implementación de la técnica PIV empleando el algoritmo *FFT (Fast Fourier Transformation)*, respectivamente, para flujo de agua libre (es decir, sin introducir la probeta). Las imágenes corresponden a los vectores obtenidos como el promedio del procesamiento de los 625 cuadros analizados.

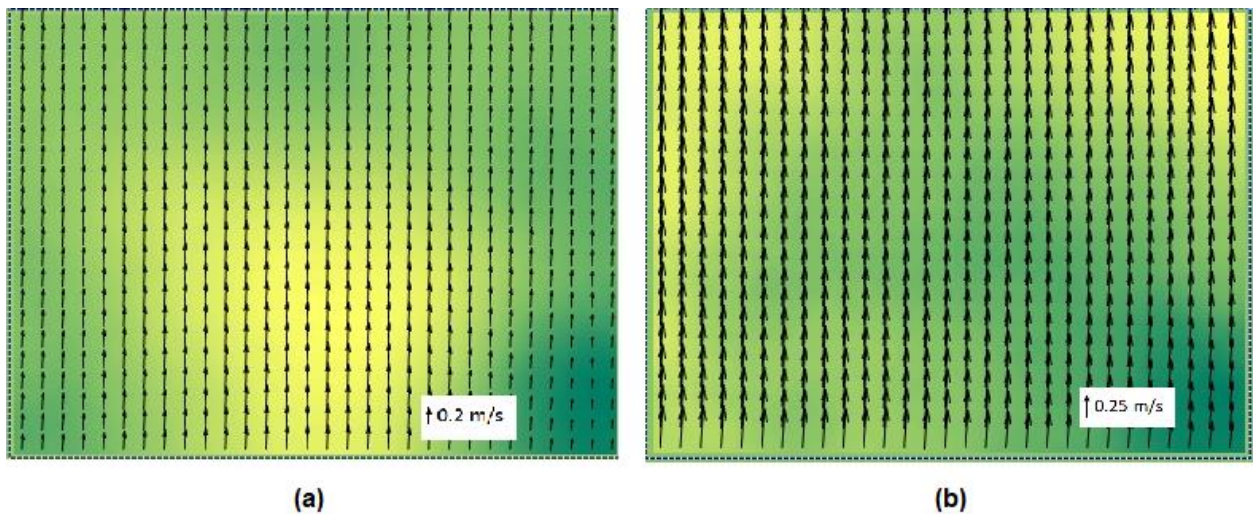


Figura 4. 27. Campo promedio de vectores de velocidad, calculado en el flujo de agua sin probeta: (a) fluyendo a 20 LPM y (b) fluyendo a 25 LPM.



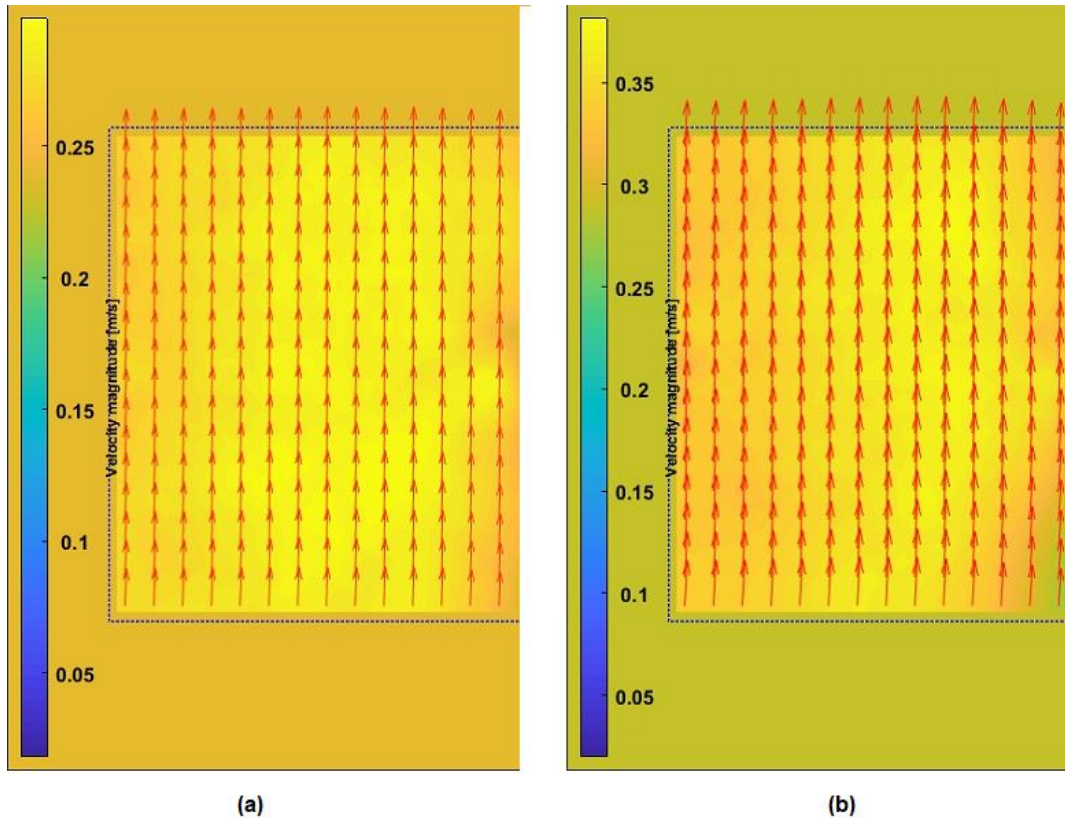


Figura 4. 28. Campo promedio de magnitud de velocidad, calculado para flujo de agua sin probeta: (a) fluyendo a 20 LPM y (b) fluyendo a 25 LPM.

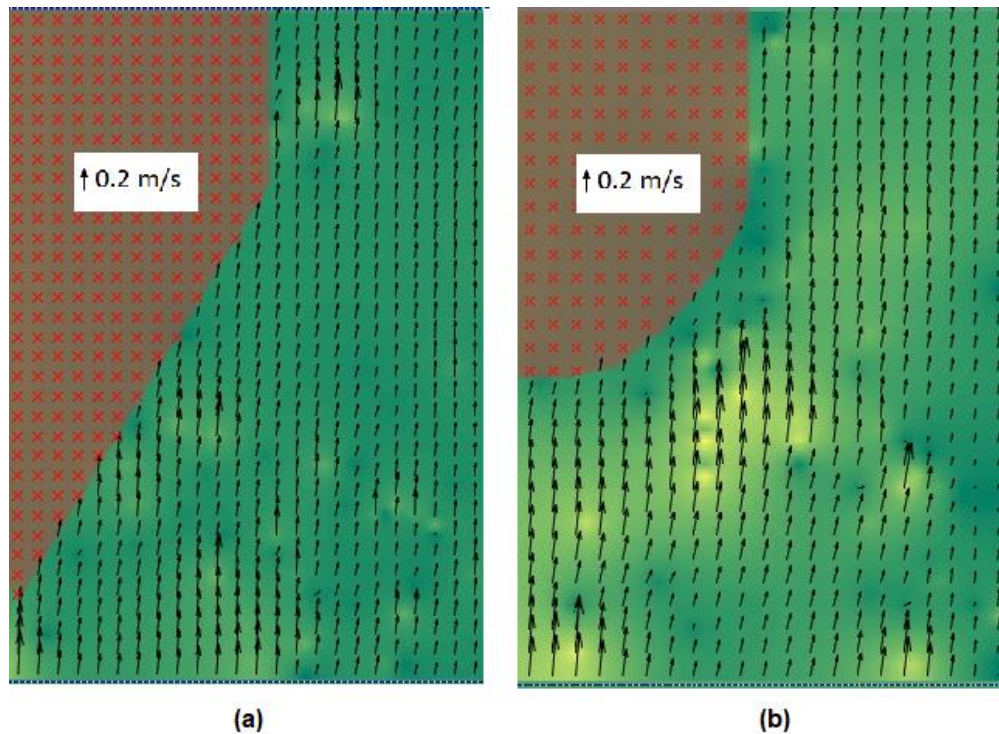
Se puede apreciar en ambas figuras que, a medida que aumenta la velocidad de flujo a la cual se realizó la prueba, la magnitud de los vectores resultantes también se incrementa.

Otra cosa que es importante resaltar de estas imágenes es que los vectores resultantes muestran que la trayectoria del fluido es en línea recta hacia arriba, lo cual concuerda con el hecho de que no hay probeta ni ningún otro obstáculo que pudiese modificar la trayectoria de las partículas trazadoras.

En la zona cercana al lado derecho de cada imagen se observa que la magnitud de los vectores de velocidad disminuye levemente; esto se debe a que en ese extremo se encuentra la pared del tubo y, en las zonas cercanas a esa pared, la

velocidad tiende a ser cero, lo cual es bien detectado por la técnica de medición del campo de velocidad.

Una vez validada la técnica de análisis de las imágenes adquiridas con la cámara de alta velocidad se procedió a aplicarla para los casos de interés. En la Figura 4.29 se muestra una comparación de los campos de velocidad calculados empleando la técnica PIV tanto para la probeta con punta cónica como la de punta semiesférica. Se midieron con un flujo de agua de 20 LPM y tanto probeta como el agua a temperatura de 70 °C.



*Figura 4. 29. Campo de velocidad obtenido con flujo de agua de 20 LPM a 70 °C para: (a) probeta con punta cónica, (b) probeta con punta semiesférica. Las probetas se sumergieron a temperatura ambiente.*

Para la probeta con punta cónica (ver Figura 4.29 – a), no se generan distorsiones considerables en la trayectoria de los vectores de velocidad, excepto en una franja delgada muy cercana a la superficie de la probeta, en la que se aprecia disminuyen su magnitud y desvían su trayectoria, mientras que los vectores que se

encuentran más alejados no sufren distorsiones ni en magnitud ni en dirección. Se puede apreciar que, cuando el fluido llega a la punta de la probeta, éste sigue en dirección paralela a la pared de la punta de la probeta; inmediatamente pasando la punta, los vectores continúan paralelos y completamente alineados con la pared de la parte recta de la probeta.

En el caso de la probeta con punta semiesférica (Figura 4.29 – b) se observa que la presencia de la probeta produce un desvío en la trayectoria de los vectores e incluso genera que estos disminuyan su magnitud original; esta distorsión se mantiene incluso en la zona de la pared recta de la probeta, lo que implica que el fluido no retoma su trayectoria original inmediatamente. Además, el espesor de la zona distorsionada es mayor que en el caso de la probeta cónica, lo cual demuestra que en el fluido que rodea a la probeta semiesférica hay mayor distorsión.

En la Figura 4.30 se muestra el resultado de los vectores de velocidad obtenidos mediante la técnica PIV por Cervantes – García [4] para la probeta con base plana, con flujo de agua de 20 LPM a una temperatura de 60 °C, experimento al que denominaron “isotérmico”.

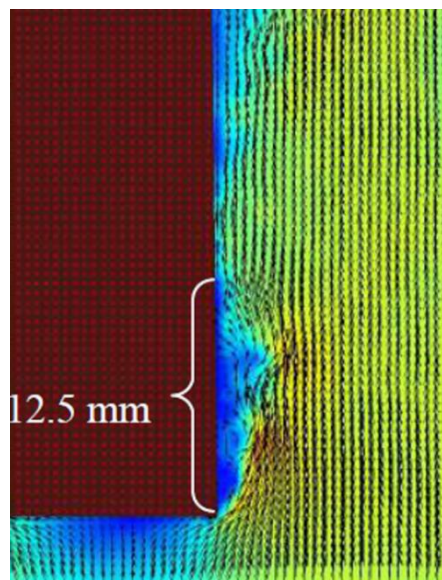


Figura 4. 30. Campo de velocidad medido con flujo de agua 20 LPM a 60 °C por Cervantes – García et al., para la probeta con base plana [4].



Se puede apreciar que, en el caso de la probeta de base plana (en condiciones casi-isotérmicas) se genera una zona de vórtices que distorsionan por completo la trayectoria de los vectores de velocidad. En la figura se encuentra indicado que la longitud de esa zona es de 12.5 mm, lo que es indicio de que al fluido le toma bastante distancia para que la capa límite se adhiera de nuevo a la probeta. Además, también se puede apreciar que, más alejado de los primeros 12.5 mm, los vectores de velocidad en una zona cercana a la pared lateral de la probeta, presentan distorsiones en toda la trayectoria, aunque de menor intensidad que en la zona más cercana a la punta.

En la Figura 4.31 se presentan las líneas de corriente obtenidas a partir de las mediciones del campo de velocidad con la técnica PIV para las probetas con puntas cónica y semiesférica, en experimentos con flujo de 20 LPM y 70 °C de temperatura.

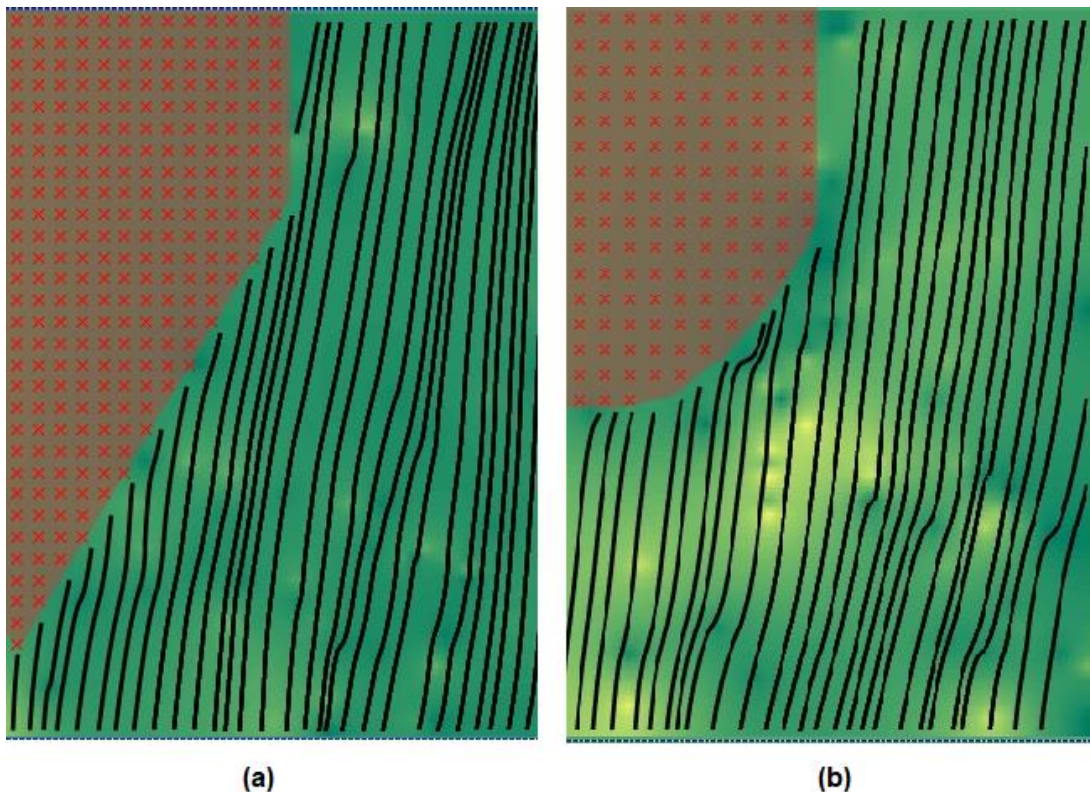


Figura 4. 31. Líneas de corriente correspondientes al campo de velocidad obtenido con flujo de agua de 20 LPM a 70 °C para probeta con punta: (a) cónica, (b) semiesférica.



En ambas probetas la trayectoria del fluido se distorsiona justo en donde comienza la probeta. En el caso de la probeta con punta cónica (ver Figura 4.31 – a) el fluido ejerce presión sobre la pared de la punta de la probeta, lo que provoca que las líneas de corriente se encuentren pegadas todo el tiempo a la superficie de esta. Una vez que la punta finaliza, las líneas de corriente muestran que el fluido se despegue levemente, alejándose suavemente de la pared recta de la probeta. En cambio, con la probeta de punta semiesférica (Figura 4.31 – b) las líneas de corriente muestran que en la base de la probeta (polo de la semiesfera) el fluido lleva una trayectoria vertical y, una vez que hace contacto con la probeta y a medida que comienza a rodear la punta, se genera una distorsión considerable, que incluso provoca que el fluido al salir de la punta se despegue una mayor distancia con respecto a lo observado con la probeta de punta cónica.

Cruces – Reséndez y Hernández-Morales [46] colocaron tiras de celofán en la punta de probetas con geometrías similares a las estudiadas en el presente trabajo, además de la de punta plana. Estudiaron el efecto de la temperatura del medio, así como distintas velocidades de flujo. En la Figura 4.32 se muestran imágenes capturadas de los videos correspondientes al experimento realizado a 60 °C con una velocidad libre de 0.2 m/s (correspondiente a 20 LPM).

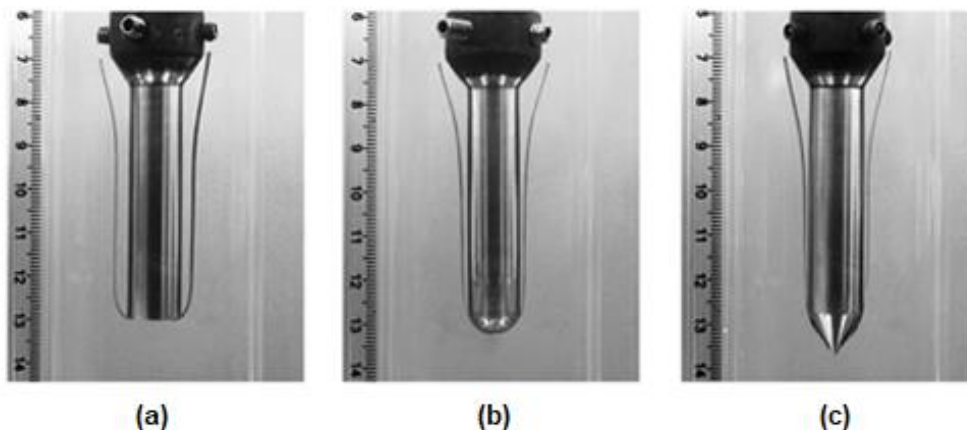


Figura 4. 32. Líneas de corriente capturadas con tiras de papel celofán, para flujo de agua 20 LPM y 60 °C, en probetas con geometría de la punta: (a) plana, (b) semiesférica y (c) cónica [46].

La probeta de base plana genera una mayor distorsión en la trayectoria del fluido, lo que se refleja en que las tiras de celofán generan aperturas muy considerables en la base de dicha probeta, lo cual coincide con la forma de la distorsión encontrada por Cervantes – García en el campo de velocidad del fluido (ver Figura 4.30).

Para la probeta de base semiesférica mostrada en la Figura 4.32 – b, las tiras de papel celofán se despegan de la superficie de la probeta al finalizar la parte de la semiesfera de la punta, en mucho menor medida que en la probeta plana, pero lo suficiente como para ser evidente en la imagen. Esto concuerda con las líneas de corriente obtenidas a partir de la medición de campo de velocidades (usando la técnica PIV) y mostrada en la Figura 4.31 – b, bajo similares condiciones experimentales. Comparada con la probeta de punta cónica de la Figura 4.32 – c, en la cual las tiras de papel celofán se despegan mínimamente de la superficie de la probeta, situación que se ve reflejada en las líneas de corriente (ver Figura 4.31 – a), mostrando que el fluido ejerce mayor presión sobre la superficie de la probeta lo que genera que la trayectoria del fluido sea adherido a la superficie de la punta y que por ende, al finalizar la misma, se despegue en menor proporción que en las otras dos geometrías.

En la Figura 4.33 se presentan los campos de velocidad obtenidos para las probetas con punta cónica y semiesférica, calculados con flujo de agua de 20 LPM a 900 °C. Se puede apreciar que la presencia de la capa de vapor en la superficie de las probetas genera una distorsión en la interfase metal – capa de vapor – líquido, a tal grado que se ve ligeramente distorsionada la geometría de la probeta; pero esto sólo es un efecto óptico. También es posible apreciar que la presencia de capa de vapor en la superficie de la probeta aumenta el espesor de la zona en la que el campo de velocidad se ve distorsionado, con respecto a las pruebas donde no hubo presencia de capa de vapor.

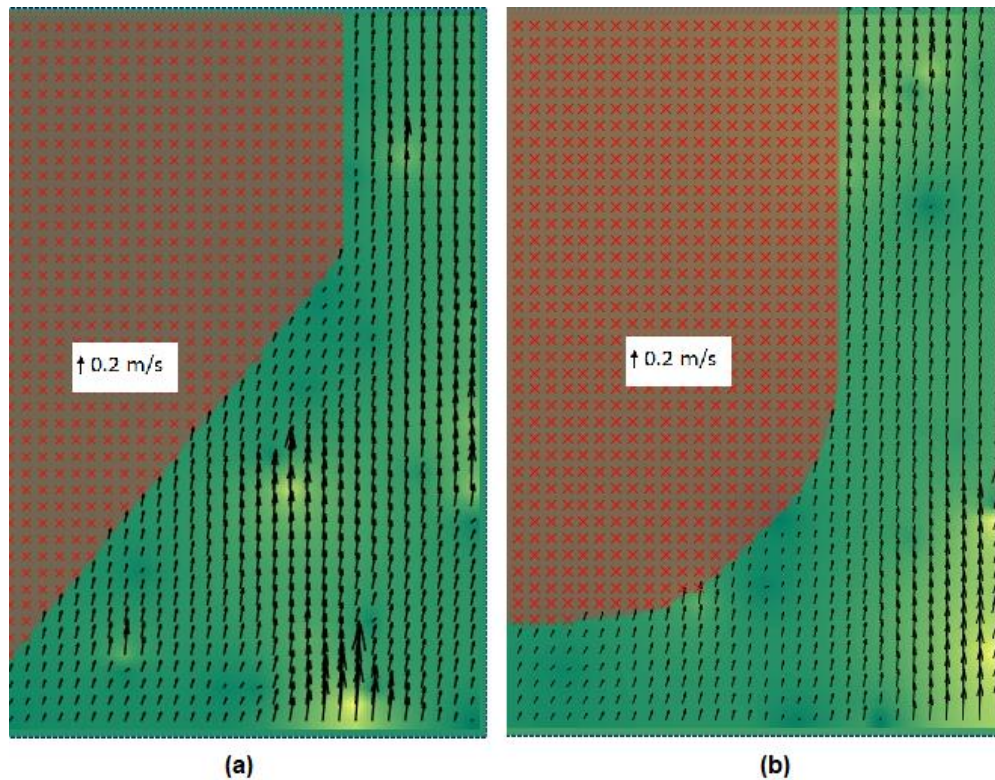


Figura 4. 33. Campo de velocidad obtenido con flujo de agua de 20 LPM y probeta inicialmente a 900 °C para: (a) probeta con punta cónica y (b) probeta con punta semiesférica.

La probeta con punta cónica es la que menos distorsión presenta en la trayectoria de los vectores de velocidad, a pesar de la presencia de capa de vapor (como puede verse en la Figura 4.33 – a). En la zona de la punta, los vectores reducen su magnitud y distorsionan levemente su trayectoria; sin embargo, generalmente se mantienen paralelos a la pared de la punta. Cuando finaliza la parte de la punta, inmediatamente se alinean a la pared lateral del cilindro.

En el caso de la probeta de punta semiesférica (ver Figura 4.33 – b), la zona de distorsión de flujo alrededor de la punta incrementa su tamaño y le toma un poco más de distancia retomar la trayectoria paralela a la pared lateral a los vectores de velocidad. Ya en la zona recta de la probeta los vectores de velocidad son completamente verticales y de mayor magnitud que antes de que el fluido impactara a la probeta, es decir, se aceleraron (debido a que disminuyó el área de flujo).

También se puede observar que, en presencia de la capa de vapor, los vectores que rodean a la punta semiesférica disminuyen considerablemente su magnitud y les toma mayor distancia retomar su dirección.

En la Figura 4.34 se presenta una comparación del efecto de las geometrías de punta cónica y semiesférica, sobre el campo de velocidad para flujo de agua de 25 LPM y probeta inicialmente a 900 °C. Se observa que la presencia de capa de vapor genera pequeñas desviaciones en la trayectoria de los vectores, aunque ésta es más marcada en la probeta semiesférica. En la probeta cónica, no se aprecian gradientes considerables de velocidad (en general se aprecian vectores similares entre sí) mientras que, en la probeta semiesférica, hay pequeñas desviaciones justo en la zona de la punta, sin que esto perturbe al flujo en gran medida, sobre todo en la parte de la pared lateral del cilindro.

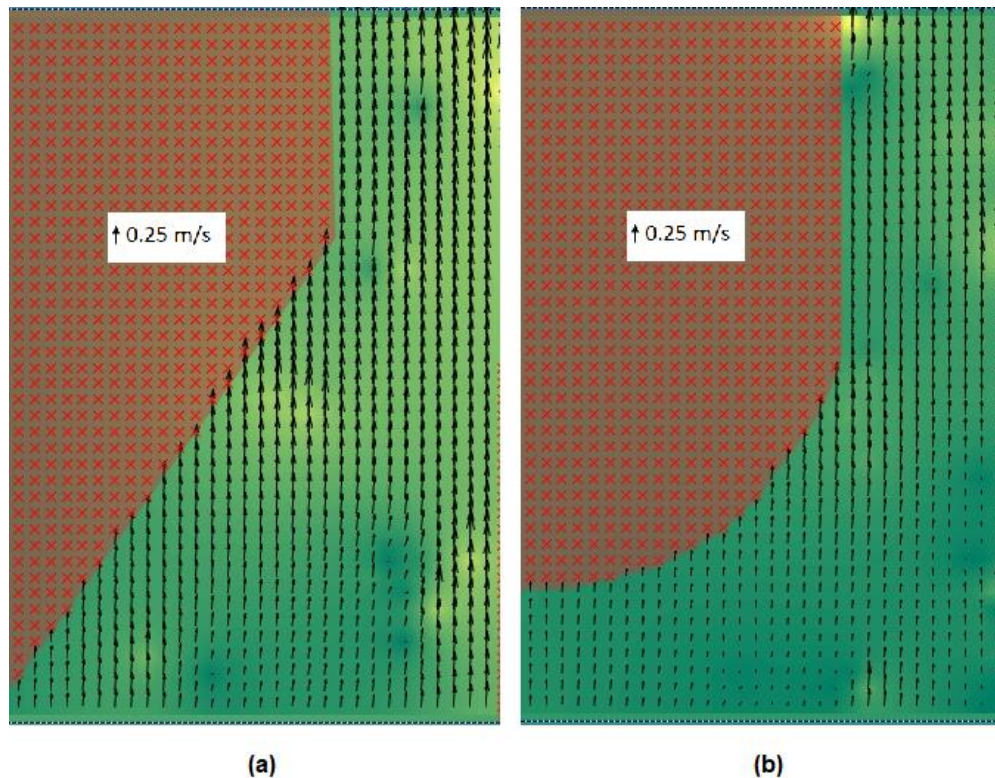


Figura 4. 34. Comparación de campo de velocidades calculado con flujo de agua de 25 LPM a 900 °C para probeta: (a) punta cónica y (b) punta semiesférica.



En las Figuras 4.35 y 4.36 se comparan el efecto de la velocidad de flujo de fluido y de la geometría de las probetas.

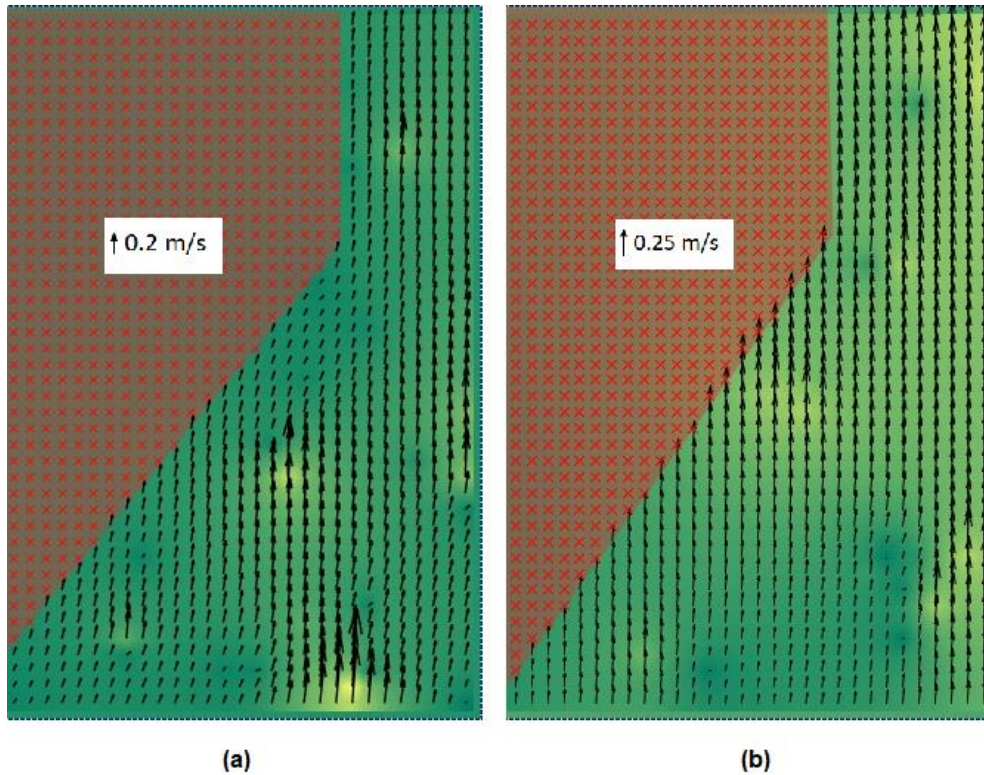


Figura 4. 35. Comparación de campo de velocidades calculado en probeta cónica a 900 °C: (a) 20LPM y (b) 25 LPM.

Para ambas probetas se observa que, al aumentar la velocidad de flujo, las distorsiones producidas en el campo de vectores de velocidad debidas a las geometrías de ambas probetas se reducen considerablemente. Especialmente, cuando se aumenta la velocidad en el caso de la probeta con punta cónica los vectores se ven menos afectados tanto en su trayectoria como en su magnitud, lo que provoca que en la zona de pared del cilindro de la probeta dichos vectores sean completamente paralelos y de mayor magnitud que en la zona libre de probeta. En el caso de la probeta con punta semiesférica, aunque sí hay distorsión de los vectores, esta también se reduce al aumentar la velocidad de flujo de agua.

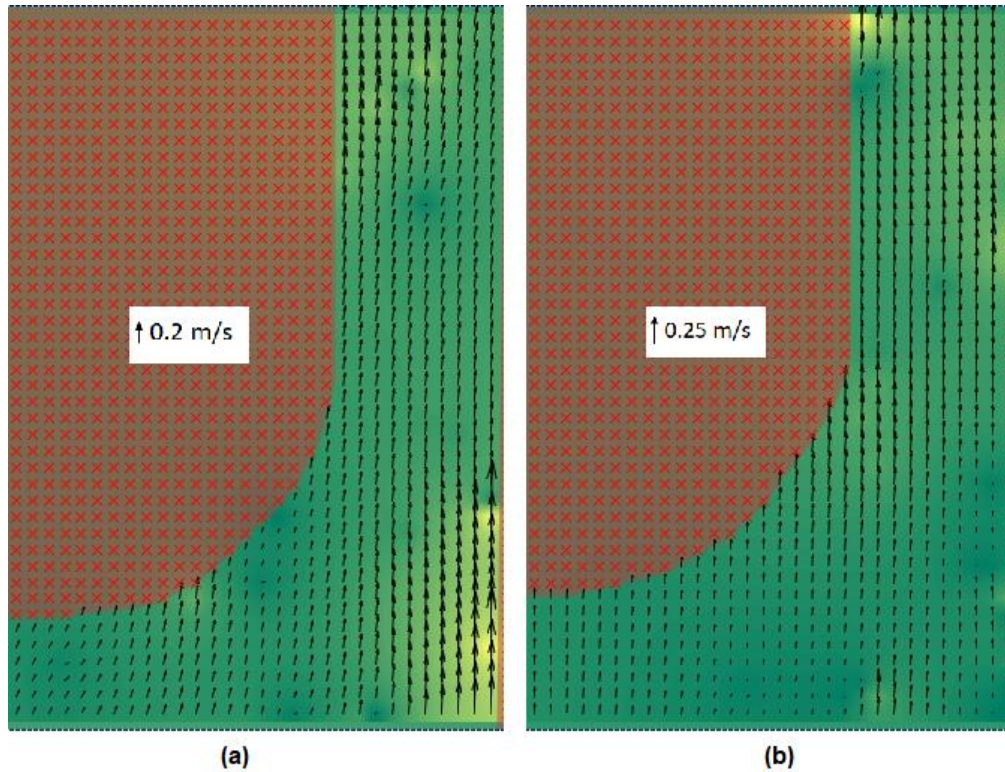
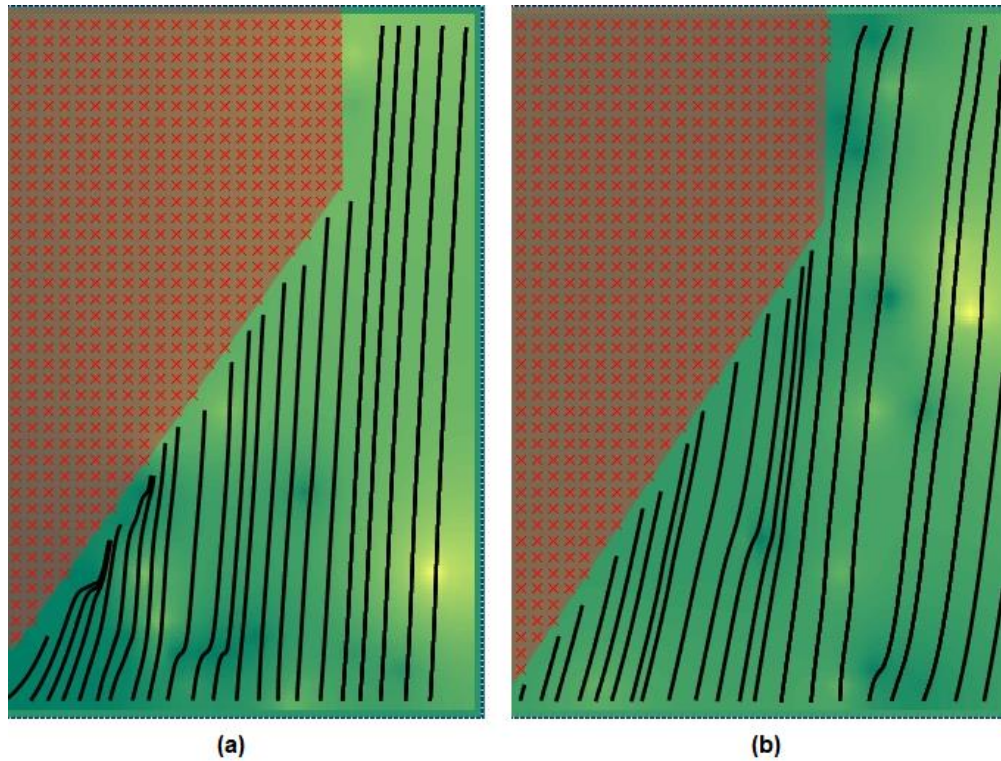


Figura 4. 36. Comparación de campo de velocidades calculado en probeta semiesférica a  $900 \text{ }^\circ\text{C}$ : (a) 20 LPM y (b) 25 LPM.

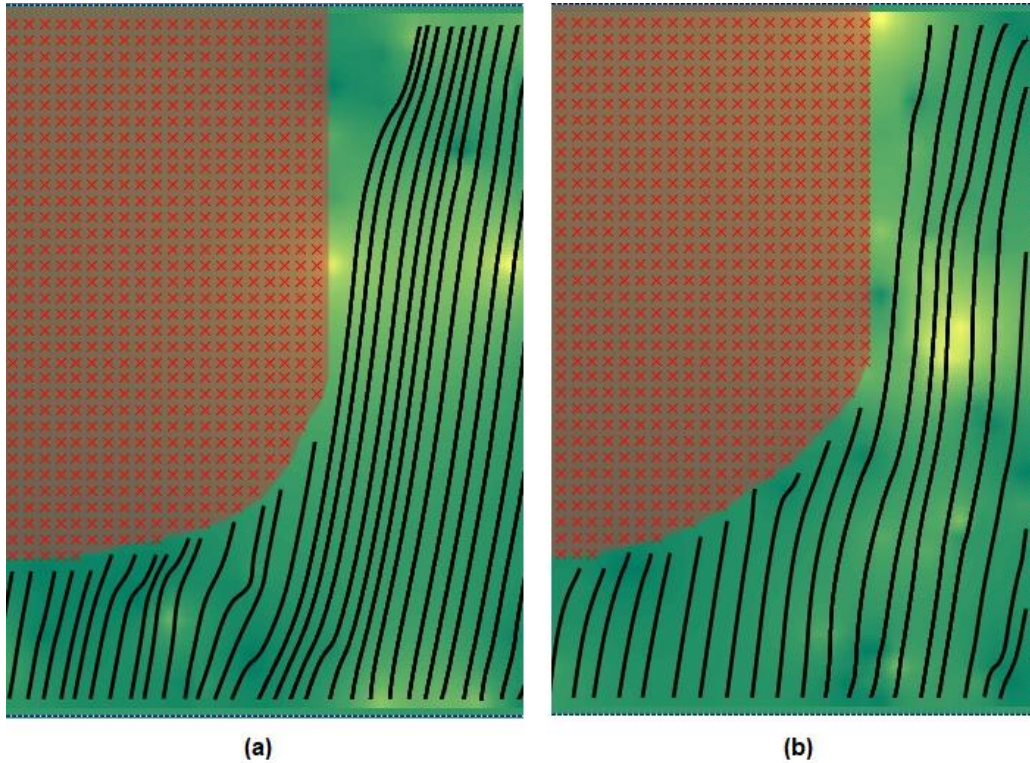
En las Figuras 4.37 y 4.38 se presentan las líneas de corriente obtenidas a partir del cálculo del campo de velocidad empleando la técnica PIV, para ambas probetas, a dos flujos (20 y 25 LPM) y a una temperatura inicial de la probeta de  $900 \text{ }^\circ\text{C}$ , es decir, en presencia de capa de vapor.



*Figura 4. 37. Líneas de corriente obtenidas a partir del campo de velocidad estimado para la probeta cónica con temperatura inicial de la probeta de 900 °C con flujos de: (a) 20 LPM y (b) 25 LPM.*

En estas imágenes se puede corroborar el hecho de que el aumento en la velocidad de flujo disminuye las perturbaciones que la probeta genera en la trayectoria que sigue el fluido. Tanto en la probeta cónica como en la semiesférica se puede apreciar que, a medida que aumenta el flujo de agua, las líneas de corriente se ven más alineadas entre sí mismas, además de verse más cercanas a la superficie de la probeta.





*Figura 4. 38. Líneas de corriente obtenidas a partir del campo de velocidad estimado para la probeta semiesférica con temperatura inicial de la probeta de 900 °C con flujos de: (a) 20 LPM y (b) 25 LPM.*

El tiempo de duración de la capa de vapor se describió en la sección 4.2 (Figuras 4.23 a 4.26). Para los valores de flujo estudiados se observa que la capa de vapor tiene mayor duración en la probeta con punta semiesférica que en la de punta cónica. La diferencia es de aproximadamente 15 segundos.

Esto se puede explicar con los patrones de flujo observados para cada una de las probetas. En el caso de la probeta con punta cónica (Figura 4.37) las líneas de corriente se muestran en todo momento siguiendo el contorno de la superficie de la probeta, lo que produce una mayor presión del fluido sobre la capa de vapor y esto provoca que sea más delgada y, por lo tanto, dure menor tiempo (incluso, para flujos de agua mayores, la capa rompe en el instante en el que la probeta llega a su posición de enfriamiento).



Por otro lado, en la probeta con punta semiesférica (Figura 4.38) se ve que, a partir de que finaliza punta y comienza la parte cilíndrica, la trayectoria del fluido se despega de la superficie de la probeta, lo que a su vez propicia una reducción en la presión ejercida por el fluido; así, la capa de vapor se mantiene durante más tiempo antes de colapsar.

## 5. Conclusiones

Se lograron obtener los patrones de flujo de fluido alrededor de las probetas con punta cónica y punta semiesférica, tanto en condiciones cuasi-isotérmicas (a 70 °C) como durante el enfriamiento de estas desde 900 °C. Esto permitió determinar el efecto de la geometría de la punta de las probetas sobre la dinámica de fluidos y, a su vez, sobre las características del ciclo de vida de la capa de vapor y la extracción de calor de las probetas. A partir de esto, se obtienen las siguientes conclusiones:

1. En presencia de capa de vapor, la trayectoria del fluido se ve ligeramente más distorsionada (con respecto a los experimentos cuasi-isotérmicos), sin que esto modifique substancialmente la forma de los patrones de flujo mostrados por las líneas de corriente.

2. La capa de vapor tiene una mucho menor duración en la probeta con punta cónica con respecto a la probeta de punta semiesférica (del orden de 15 s de diferencia), a pesar de que el cambio en el patrón de flujo provocado por el cambio de geometría no es tan drástico como al cambiar de base plana a cualquiera de las dos geometrías estudiadas; por tanto, la menor duración de la capa de vapor debe atribuirse a que la punta cónica actúa como un eficiente extractor de calor.

3. Debido a la mucho menor distorsión del campo de velocidad alrededor de la probeta, se espera que las probetas con punta cónica o semiesférica sean una mejor alternativa para realizar experimentos de análisis de curvas de enfriamiento del proceso de temple que la probeta de base plana.

4. Las probetas con punta cónica favorecen una zona de mayor presión sobre la superficie de las probetas, lo que provoca que el fluido se mantenga más adherido a la misma, razón por la cual, las líneas de corriente se aprecian más cercanas a la superficie de la probeta. Las probetas con punta semiesférica presentan un comportamiento intermedio entre las probetas de punta cónica y las de base plana.

## 6. Bibliografía

- [1] ASM Metals Handbook, «Cooling Media and Quench Intensity,» de *Vol. 4 Heat Treating*, Ohio, USA, ASM International, 1991, pp. 35-38.
- [2] B. Hernández-Morales, «Cooling: Curve Analysis,» de *Encyclopedia of Iron, Steel and Their Alloys*, Boca Ratón, Florida, CRC Press/Taylor & Francois Group, 2016, pp. 854-874.
- [3] H. M. Tensi, A. Stich y G. E. Totten, «Quenching and quenching technology,» de *Steel heat treatment: metallurgy and technologies*, Portland, Oregon, USA, Taylor & Francois Group, 2006, pp. 549-550, 567-575.
- [4] A. Cervantes-García, G. Solorio-Díaz, G. Vergara-Hernández y B. Hernández-Morales, «Dinámica de fluidos alrededor de probetas cilíndricas de base plana, templadas bajo condiciones isotérmicas y no isotérmicas,» *Revista Mexicana de Ingeniería Química*, vol. 17, nº 2, pp. 707-721, 2018.
- [5] R. Cruces Reséndez, «Modelación matemática de las condiciones hidrodinámicas resultantes de la interacción entre una corriente de agua y una probeta de temple,» Universidad Nacional Autónoma de México, Ciudad de México, 2012.
- [6] M. Raffel, C. E. Willert, F. Scarano, C. J. Kähler, S. T. Wereley y J. Kompenhans, *Particle Image Velocimetry, A practical guide*, Cham, Switzerland: Springer, 2018.
- [7] A. J. Ronald y J. Westerweel, *Particle Image Velocimetry*, New York, United States of America: Cambridge University Press, 2011.
- [8] D. P. Koistinen y R. E. Marburger, «A general equation prescribing extent of the austenite-martensite transformation in pure iron-carbon alloys and plain steels,» *Acta Metalúrgica*, vol. 7, pp. 50-60, 1959.
- [9] P. C. Campbell, E. B. Hawbolt y J. K. Brimacombe, «Microstructural engineering applied to the controlled cooling of steel wire rod: part I. Experimental design and heat transfer,» *Metallurgical Transaction A*, vol. 22, nº A, pp. 2769-2780, 1990.
- [10] J. B. Hernández Morales, «Characterization of heat transfer during quenching,» de *ASM Handbook, Volume 4A, Steel Heat Treating Fundamentals and Processes*, ASM International, 2013, pp. 158-176.

- [11] J. Szekely, J. K. Brimacombe y J. W. Evans, The mathematical and physical modeling of primary metals processing operations, New York: John Wiley & Sons, Inc., 1988.
- [12] B. Waclaw Luty, «Cooling Media and Their Properties,» de *Quenching Theory and Technology*, United States of America, Tylor & Francois Group, LLC, 2010, pp. 359-441.
- [13] E. Carvalhode Souza, L. C. F. Canale, G. Sánchez Sarmiento, E. Agaliotis, J. C. Carrera, D. S. Schicchi y G. E. Totten, «Heat Transfer Properties of a Series of Oxidized and Unoxidized Vegetable Oils in Comparison with Petroleum Oil-Based Quenchants,» *Journal of Materials Engineering and Performance*, vol. 13, pp. 1059-1068, 2013.
- [14] G. Ramesh y K. Narayan Prabhu, «Dimensionless Cooling Performance Parameter for Characterization of Quench Media,» *Metallurgical and Materials Transactions B*, vol. 44, nº B, pp. 797-801, 2013.
- [15] G. P. Dolan, R. J. Flynn, D. A. Tanner y J. S. Robinson, «Quench factor analysis os aluminium alloys using the jominy end quench technique,» *Materials Science Technology*, vol. 21, nº 6, pp. 687-694, 2005.
- [16] S. Kuyucac, P. Newcombe, P. Bruno, R. Grodzanich y G. Looney, «Quench Time Measurement as a Process Control Tool, Part I,» *Heat Treating Process*, pp. 60-64, 2005.
- [17] C. E. Bates, «Selecting Quenchants to Maximize Tensile Properties and Minimize Distortion in Aluminum Parts,» *Journal Heat Treat*, vol. 5, pp. 27-40, 1987.
- [18] M. Narasaki, M. Kogawara, A. Shirayori, S. Fuchisawa y G. E. Totten, «Experimental and numerical Analysis of cooling curves during quenching of small probes,» de *20th ASM Heat Treating Society Conference Proceedings*, St. Louis, Mossouri, 2000.
- [19] G. E. Totten, M. E. Dakins y R. W. Heins, «Cooling Curve Analysis of Synthetic Quenchants-A Historical Perspective,» *Journal Heat Treat*, vol. 6, pp. 87-95, 1998.
- [20] N. Lambert y M. Economopolus, «Measurement of the heat-transfer coefficients in metallurgical processes,» *Journal of Iron and Steel Institute*, nº 208, pp. 917-928, 1970.

- [21] J. Leidenfrost, G., «De aquae communis nonnullis qualitatibus tractatus (A tract about some qualities of common water),» *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 9, pp. 1153-1166, 1756.
- [22] S. Gottfried B., J. Lee C. y J. Bell K., «The Leidenfrost phenomenon: film boiling of liquid droplets on a flat plate,» *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 9, pp. 1167-1187, 1966.
- [23] H. E. Boyer, «Techniques of quenching,» de *Quenching Theory and Technology*, Taylor and Francis Group, LLC, 2010, pp. 485-490.
- [24] J. Jeschar, E. Specht y C. Köhler, «Heat Transfer during Cooling of Heated Metals with Vaporizable Liquids,» de *Quenching Theory and Technology*, Boca Raton, Florida, United States of America, Taylor and Francis Group, LLC, 2010, pp. 167-175.
- [25] H. M. Tensi, «Wetting Kinematics,» de *Quenching Theory and Tehcnology*, Boca Raton, Florida, Taylor and Francis Group, 2010, pp. 187-203.
- [26] ASTM, *Standard A255. Standard Test Methods for Determining Hardenability of Steel*, West Conshohocken, Pennsylvania: ASTM International, 2010.
- [27] J. Bodin y S. Segerberg, «Measurement and evaluation of the quenching power of quenching media for hardening,» de *Quenching and Carburizing: Proceedings of the 3° international seminar of the IFHT*, Gothenburg, Sweden, 1991.
- [28] R. L. Simencio Otero, W. Roberto Otero, G. E. Totten y L. C. F. Canale, «Quench factor characterization of steel hardening: A review,» *International Journal of Mechanical Engineering and Automation*, vol. 1, nº 3, pp. 119-128, 2014.
- [29] ASTM, *Standard D6549-06 Standard Test Method for Determination of Cooling Characteristics of Quenchants by Cooling Curve Analysis with Agitation (Drayton Units)*, West Conshohocken, Pennsylvania: ASTM International, 2014.
- [30] ASTM, *Standard D6482-06 Standard Test Method for Determination of Cooling Characteristics of Aqueous Polymer Quenchants by Cooling Curve Analysis with Agitation (Tensi Method)*, West Conshohocken, Pennsylvania: ASTM International, 2011.
- [31] J. A. Manrique, *Transferencia de calor*, México, D.F.: Harper & Row Latinoamérica, 1981.

- [32] Y. Cengel A., *Transferencia de calor y masa, un enfoque práctico*, México: Mc Graw Hill, 2007.
- [33] G. H. Geiger y D. R. Poirier, *Transport Phenomena in Metallurgy*, Massachusetts, USA: Addison-Wesley Publishing Company Reading, 1973.
- [34] P. C. Campbell, E. B. Hawbolt y J. K. Brimacombe, «Microestructural Engineering applied to the controlled cooling of steel wire rod: Part III. Mathematical model, formulation and predictions,» *Metallurgical Transactions A*, vol. 22, nº 11, pp. 2791-2805, 1991.
- [35] J. Zueco Jordán, *Solución de problemas inversos en conducción de calor mediante el método de simulación por redes*, Cartagena, Colombia: Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Cartagena, Departamento de Física Aplicada, 2003.
- [36] O. Cortés, J. A. Hernández, L. Lira y G. Urquiza, «Solución de un problema inverso de conducción de calor mediante redes neuronales artificiales,» *AGECOMP - Universidad Autónoma del Estado de Morelos*, Morelos, México, 2006.
- [37] J. V. Beck, B. Litkouhi y C. R. St. Clair Jr., «Efficient sequential solution of the nonlinear inverse heat conduction problem,» *Numerical Heat Transfer*, vol. 5, pp. 275-286, 1982.
- [38] J. V. Beck, «Nonlinear estimation applied to the nonlinear inverse heat conduction problem,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 13, nº 4, pp. 703-716, 1979.
- [39] J. V. Beck y H. Wolf, «The nonlinear inverse heat conduction problem,» *ASME Paper*, 1965.
- [40] J. B. Hernández-Morales, L. Valencia-Álvarez, J. S. Téllez-Martínez, A. Ingalls-Cruz y J. A. Barrera-Godínez, «Estimación de la condición de frontera térmica durante el enfriamiento de una barra cilíndrica vertical enfriada por la base de una columna de agua,» *Mecánica Computacional*, vol. XXVI, nº 24, 2004.
- [41] J. B. Hernández-Morales, J. K. Brimacombe y E. B. Hawbolt, «Application of inverse techniques to determine heat-treating operations,» *Journals of Materials Engineering and Performance*, vol. 1, nº 6, p. 763771, 1992.
- [42] «Nuclear Power,» 2019. [En línea]. Available: <https://www.nuclear-power.net/nuclear-engineering/fluid-dynamics/reynolds-number/>. [Último acceso: 04 Agosto 2019].

- [43] J. A. Pérez Vidal, «Desarrollo de un sistema PIV (velocímetro por imagen de partículas) didáctico,» Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, España, 2006.
- [44] J. Westerweel, «Efficient detection of spurious vectors in particle image velocimetry data,» *Experiments in fluids*, vol. 16, nº 3-4, pp. 236-247, 1994.
- [45] A. Melling, «Tracer particles and seeding for particle image velocimetry,» *Measurement Science and Technology*, vol. 8, nº 12, pp. 1406-1416, 1997.
- [46] R. Cruces Reséndez y J. B. Hernández Morales, «Effect of probe geometry on fluid flow near laboratory-scale quench probes,» (*Próximo a publicarse en Canadian Metallurgical Quarterly*).
- [47] G. E. Totten, G. M. Webster, C. E. Bates, S. W. Han y S. H. Kang, «Limitations of the use of Grossman Quench Severity Factors,» de *Proceedings of the 17th Heat Treating Society Conference Including the 1st International Induction Heat Treating Symposium*, ASM International, Materials Park, Ohio, 1997.
- [48] J. V. Beck, B. Blackwell y C. R. St. Clair Jr., *Inverse Heat Conduction (Ill-posed problems)*, New York: Wiley Interscience, 1985.