



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

PROGRAMA DE MAESTRIA Y DOCTORADO EN
INGENIERIA

FACULTAD DE INGENIERÍA

**ESTUDIO EXPERIMENTAL DE LA
CONVECCIÓN NATURAL EN UNA
CAVIDAD CON CALENTAMIENTO
DISCRETO**

T E S I S

QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:

MAESTRO EN INGENIERIA

MECÁNICA - TERMOFLUIDOS

P R E S E N T A :

JUAN CRISTÓBAL TORCHIA NÚÑEZ



TUTOR:
JAIME GONZALO CERVANTES DE GORTARI

2007

JURADO ASIGNADO:

Presidente: Dr. Méndez Lavielle Federico

Secretario: Dr. Solorio Ordaz Francisco Javier

Vocal: Dr. Cervantes de Gortari Jaime G.

1^{er}. Suplente: Dr. Naude de la LLave Jorge

2^{do}. Suplente: Dr. Godinez Bautista Óscar E.

Lugar o lugares donde se realizó la tesis:

FACULTAD DE INGENIERÍA, UNAM

TUTOR DE TESIS:

JAIME GONZALO CERVANTES DE GORTARI

FIRMA

AGRADECIMIENTOS

A mis padres, a quienes entiendo cada vez menos como padres pero los disfruto más como seres humanos.

A mis hermanos, por sus risas, problemas y escasos encuentros.

A la Srita. Carmen Barreto, por tener la locura y paciencia suficiente para ser mi novia. Gracias, chaps.

A mis profesores desde el primero hasta el último, por su esfuerzo y atención.

A mi asesor por su excelente humor, envidiable visión de las cosas y apoyo incondicional.

A los laboratoristas del Laboratorio de Termofluidos: Daniel Ramírez y Fernando Galán, sin quienes no hubiera sido posible el diseño y construcción del modelo experimental del estudio.

A mis compañeros de generación, en especial a los que realizaron estudios experimentales en el laboratorio, por todo su apoyo desde cargar una mesa hasta sus opiniones sobre la interpretación de resultados.

A CONACYT por su beca durante dos años como apoyo para la obtención del grado de maestro en Ingeniería Mecánica.

A la DGAPA por la beca otorgada mediante PAPIIT, para la conclusión de estudios de maestría.

Al pueblo de México, ya que sin su apoyo, hubiera sido imposible la obtención de recursos mediante becas.

A todas estas personas, espero hacerles algo de justicia con estas páginas.

ÍNDICE

NOMENCLATURA	6
JUSTIFICACIÓN	7
1. INTRODUCCIÓN	10
1.1 Historia de la electrónica	10
1.2 Revisión bibliográfica	12
2. DESARROLLO	15
2.1 Diseño del experimento	18
2.2 Fluido de trabajo	20
2.3 Alimentación eléctrica	20
2.4 Ajuste de las variables de control	21
2.5 Pérdidas de calor en la cavidad	22
2.6 Análisis de escala	27
2.7 Medición del campo de velocidad	28
2.7.1 PIV (Particle Image Velocimetry)	28
2.7.2 LDA (Laser Doppler Anemometer)	29
2.8 Medición del campo de temperaturas.....	31
2.8.1 Termografía Infrarroja (IR)	31
3. RESULTADOS	34
3.1 PIV	34
3.1.1 Cavidad con agua-poliamida	35
3.1.2 Cavidad con glicerina-poliamida	37
3.2 LDA	43
3.3 Termografía IR	46
3.3.1 Cavidad con agua	46

3.3.2 Cavity with glycerol	47
4. CONCLUSIONS	49
5. REFERENCES	51

JUSTIFICACIÓN

La creciente miniaturización de los componentes electrónicos y como consecuencia el aumento en la densidad del flujo de calor ha producido la necesidad de un mejor entendimiento de los fundamentos de transferencia de calor en situaciones de calentamiento discreto. El enfriamiento pasivo mediante convección natural sigue teniendo un papel dominante en el control y manejo térmico de tales sistemas. Las técnicas de enfriamiento pasivas tienen ventajas distintivas debido a su bajo costo, facilidad de mantenimiento y ausencia de interferencia electromagnética. En algunas situaciones las fuentes de calor deben estar aisladas del ambiente exterior. Esta configuración se describe como convección natural en una cavidad con fuentes discretas de calor.

La transferencia de calor desde fuentes discretas de calor (DHS, por sus siglas en inglés, *Discrete Heat Sources*) se ha convertido en objeto de un creciente interés en las últimas dos décadas debido a los avances de la industria electrónica (Hanneman, 2003). El incremento en la disipación de calor es el resultado más significativo de una nueva generación de dispositivos electrónicos como resultado de una mayor velocidad de procesamiento. La miniaturización de los componentes aumenta la densidad de energía que debe disiparse. El objeto del enfriamiento electrónico ha generado un aumento en el interés sobre los análisis de mecánica de fluidos y transferencia de calor en situaciones de calentamiento discreto y a microescalas.

En 1965, Gordon Moore, cofundador de Intel, dijo que el número de transistores por unidad de área en circuitos integrados se duplicaba cada año desde que Jack Kilby, ingeniero en Texas Instruments, inventó el circuito integrado en 1958. Moore predijo que esta tendencia continuaría en el futuro. En los años siguientes, el incremento ha disminuido ligeramente, pero la densidad de información almacenada se duplica aproximadamente cada 18 meses, y a esta tendencia se le conoce como la Ley de Moore. La mayoría de los expertos suponen que la Ley de Moore habrá de mantenerse al menos durante dos décadas. Por ejemplo, el procesador Intel Pentium IV tiene elementos con dimensiones de $0.13\ \mu\text{m}$ y cuenta con más de 54 millones de transistores.

Desde el desarrollo de las primeras computadoras electrónicas digitales, la disipación de calor ha jugado un papel importante en el mantenimiento de una operación confiable. Una tendencia importante que inicialmente alivió y subsecuentemente incrementó, el problema de la disipación de calor tuvo que ver con la integración de circuitos monolíticos en un chip de silicón y el desarrollo de circuitos integrados cada vez mayores. Desde las tecnologías de integración a gran escala (LSI) que presentaban 1,000 puertas por chip, hasta la integración a muy gran escala (VLSI) de la década de los ochentas, que presentaban hasta 100,000 puertas por chip, ha existido un incremento constante en la disipación de calor del chip, el módulo y en cada uno de los niveles del sistema. Tales incrementos han hecho de la transferencia de calor y el diseño térmico un tema de suma importancia, por lo que el desarrollo de escalas mayores en el futuro, circuitos más veloces podrían estar limitados por la incapacidad de mantener un enfriamiento efectivo.

El control térmico de los dispositivos electrónicos que conforman los equipos de cómputo personal, avanzado y de telecomunicaciones es uno de los desafíos más grandes que tienen la ciencia y la tecnología de los termofluidos en estos tiempos. La

preocupación por encontrar alternativas de refrigeración de la electrónica es evidente cuando se observa la gran cantidad de artículos científicos sobre este tema en las diversas revistas científicas y de divulgación alrededor del mundo, junto con los congresos, simposios y encuentros de investigadores y ejecutivos de compañías que se han desarrollado en la última década. El signo más claro de la urgencia que tiene el sector comercial por encontrar soluciones del manejo de las cargas térmicas de los equipos es el aumento cada vez más pronunciado de los departamentos universitarios en todo el mundo creando programas y áreas de investigación en transferencia de calor y mecánica de fluidos, desarrollo de tecnología de películas delgadas en la fabricación de materiales semiconductores, nanotecnología, así como los proyectos financiados por compañías que fabrican o comercializan estos productos de alto consumo.

Existe un cuerpo considerable de investigación científica cuyo resultado han sido numerosos trabajos sobre el efecto de fuentes discretas de calor colocadas en la frontera de un campo de flujo. Estos trabajos pueden dividirse según su análisis en: analítico, numérico y experimental; siendo el análisis numérico el más frecuente. También, según el tipo de flujo en: convección natural y convección mixta. Por lo general, se modelan fuentes discretas de calor en una pared vertical, ya sea dentro de una cavidad o en contacto con un depósito de fluido muy grande.

Aunque la literatura en convección natural en cavidades es muy extensa, muy poco se ha reportado sobre los efectos de DHS. La gran mayoría de los estudios en convección natural con fuentes discretas de calor son estudios numéricos que aproximan la solución de las ecuaciones de movimiento, energía y masa para determinados y distintos parámetros característicos del flujo o la configuración geométrica del problema. El análisis numérico del problema de convección con fuentes discretas de calor se prefiere debido a que resulta muy versátil poder estudiar las características del flujo manejando una variedad de parámetros con solo modificar un código computacional. Sin embargo, existe una notable carencia de información experimental que pueda validar los resultados numéricos y además, contribuir de manera más concluyente al estudio de mecánica de fluidos y transferencia de calor en este tipo de problemas.

Por otra parte, el enfoque de la mayoría de los estudios es establecer una correlación confiable entre el número de Rayleigh y el número de Nusselt para distintos parámetros (relación de aspecto de la cavidad, espaciamiento entre fuentes discretas, número de Prandtl, etc.) de manera que pueda expresarse la transferencia de calor como una función del número de Rayleigh de la siguiente manera que suele ser la más usual:

$$Nu = CRa^n \tag{1}$$

donde las constantes C y n se encuentran mediante técnicas de ajuste de curvas a partir de experimentos.

En este trabajo, proponemos que el único “parámetro” que varía en el problema es la configuración espacial del flujo de calor, de manera que se tenga el mismo número de Rayleigh para cada caso. Con esto, la intensidad de la fuerza motriz dentro de la cavidad es la misma, solo se estudia espacialmente el efecto que se tiene sobre el fluido bajo las distintas configuraciones.

Hasta donde se tiene conocimiento, todas las investigaciones experimentales sobre fuentes discretas de calor utilizan pequeñas resistencias eléctricas con áreas bien definidas en sustratos muy bien aislados para impedir pérdidas importantes de calor por conducción. Así, estas resistencias eléctricas mantienen un flujo uniforme de calor. No existen estudios donde los módulos termoeléctricos sean utilizados como fuentes discretas de calor. El presente estudio los utiliza con el fin de lograr calentamiento discreto en la pared inferior de la cavidad.

1. INTRODUCCIÓN

Debemos hacer un recuento breve de la historia de la microelectrónica desde sus inicios con los tubos de vacío hasta el estado actual de la tecnología de los microcomponentes electrónicos, ya que es propiamente el funcionamiento de éstos, los que animan el estudio del enfriamiento en equipos que funcionan con base en ellos.

1.1 Historia de la electrónica

La válvula termoiónica, también llamada *válvula* o *tubo de vacío*, es un componente electrónico basado en la propiedad que tienen los metales calientes de liberar electrones desde su superficie. El origen de la válvula termoiónica se remonta a la invención de las lámparas incandescentes por el inventor estadounidense Thomas Alva Edison, ya que éste, al ver que el cristal de estas lámparas se iba oscureciendo con el uso, buscó la forma de aminorar dicho efecto, realizando para ello diversos experimentos. Uno de ellos fue la introducción en la ampolla de la lámpara de un electrodo en forma de placa, que se polarizaba eléctricamente con el fin de atraer las partículas que, al parecer, se desprendían del filamento.

Con este experimento se observó que cuando el filamento se calienta se produce una agitación de los átomos del material que lo recubre, y los electrones de las órbitas de valencia son acelerados, alcanzando velocidades de escape, con lo que se forma una nube de electrones por encima del mismo. La nube termoiónica, fuertemente atraída por la placa, debido al potencial positivo aplicado en la misma, da lugar a la circulación de una corriente electrónica a través de la válvula entre el filamento y el ánodo. A este fenómeno se le denomina *Efecto Edison-Richardson ó termoiónico*.

En diciembre de 1947 se inventa en E.U. un pequeño dispositivo que habría de revolucionar la electrónica: el transistor. El transistor (que es la contracción de *transfer resistor*) es un dispositivo electrónico semiconductor que se utiliza como amplificador o conmutador electrónico (llave electrónica). De hecho, el descubrimiento más importante es que el material semiconductor puede realizar las mismas tareas que un tubo de vacío con mayor eficiencia. Un semiconductor es un elemento que se comporta como conductor o como aislante dependiendo del campo eléctrico en el que se encuentre.

El transistor es un componente clave en toda la electrónica moderna, donde es ampliamente utilizado formando parte de conmutadores electrónicos, puertas lógicas, memorias de ordenadores y otros dispositivos. En el caso de circuitos analógicos los transistores son utilizados como amplificadores, osciladores y generadores de ondas.

Los transistores son los componentes más importantes para el desarrollo de las computadoras modernas. Como el transistor, los tubos de vacío pueden ser interruptores o amplificadores de la corriente, sin embargo se comportan como lámparas incandescentes; generan calor y tienden a quemarse. Además son lentos y voluminosos. Cuando los ingenieros intentaron construir circuitos complejos usando los tubos de vacío, se dieron cuenta de sus limitaciones. La primera computadora digital ENIAC era un aparato que pesaba más de 30 toneladas y consumía 200 kW. Tenía alrededor de 18,000 tubos de vacío que constantemente se quemaban, volviéndola muy poco confiable.

El otro gran paso hacia la electrónica contemporánea fue la integración de varios dispositivos electrónicos que realizan distintas tareas en un único ensamble: el circuito integrado. Un circuito integrado (CI) es una pastilla o chip en la que se encuentran todos o casi todos los componentes necesarios para que un ordenador pueda realizar alguna función. Estos componentes son transistores en su mayoría, aunque también contienen resistencias, diodos, condensadores, etc.

Atendiendo al nivel de integración - número de componentes - los circuitos integrados se clasifican en:

- SSI (*Small Scale Integration*): inferior a 12
- MSI (*Medium Scale Integration*): 12 a 99
- LSI (*Large Scale Integration*): 100 a 9,999
- VLSI (*Very Large Scale Integration*): 10,000 a 99,999
- ULSI (*Ultra Large Scale Integration*): igual o superior a 100,000

Los circuitos integrados fueron posibles gracias a descubrimientos experimentales que demostraron que los semiconductores pueden realizar las funciones de los tubos de vacío. La integración de grandes cantidades de diminutos transistores en pequeños chips fue un enorme avance sobre el ensamblaje manual de los tubos de vacío y circuitos utilizando componentes discretos. La capacidad de producción masiva de circuitos integrados, confiabilidad y facilidad de agregarles complejidad, impuso la estandarización de los CIs en lugar de diseños utilizando transistores que pronto dejaron obsoletas a los tubos de vacío.

Existen dos ventajas principales de los CIs sobre los circuitos convencionales: costo y funcionamiento. El bajo costo es debido a que los chips, con todos sus componentes, son impresos como una sola pieza por fotolitografía y no construidos por transistores de a uno por vez. Con el transcurso de los años, los CIs están constantemente migrando a tamaños mas pequeños con mejores características, permitiendo que mayor cantidad de circuitos sean empaquetados en cada chip. Al mismo tiempo que el tamaño se comprime, prácticamente todo se mejora, por ejemplo, el costo y el consumo de energía disminuyen y la velocidad aumenta.

El primer CI fue desarrollado en 1958 por el ingeniero estadounidense Jack Kilby justo meses después de haber sido contratado por la firma Texas Instruments. Hoy en día los circuitos más avanzados contienen cientos de millones de componentes en un área no mayor que la uña del pulgar. Los transistores en estos chips son de alrededor de 90 nm, lo que implica que se pueden colocar cientos de estos transistores en un glóbulo rojo.

En el presente trabajo, así como en la mayoría de los estudios relacionados con el enfriamiento electrónico, se modelan estos circuitos integrados como fuentes discretas de calor, es decir, superficies que no abarcan toda la frontera del sistema y disipan calor hacia un medio a menor temperatura. El objetivo de cualquier análisis de enfriamiento de componentes electrónicos es conocer los parámetros y variables bajo los cuales se pueda mejorar el transporte de calor desde los componentes electrónicos hacia fluidos o medios a través de los cuales se logre conservar a una temperatura adecuada la electrónica del sistema global.

1.2 Revisión bibliográfica

Debido a que el tema de estudio y las herramientas utilizadas en el presente trabajo abarcan muchas disciplinas, nos limitaremos a revisar los trabajos que estén relacionados directamente con el diseño experimental. Los fundamentos y el procedimiento de las técnicas experimentales utilizadas para la medición de velocidad y temperaturas se mencionarán bajo la descripción de la técnica.

Una excelente revisión sobre el problema de enfriamiento de equipo electrónico mediante convección se encuentra en Incropera, 1988. El autor explica que dependiendo de la escala y velocidad de los circuitos electrónicos, así como de las restricciones impuestas por consideraciones no térmicas, el refrigerante puede ser un gas o un líquido y la transferencia de calor puede ser mediante convección natural, forzada o mixta o, en el caso de un líquido, mediante depósito o convección forzada por ebullición.

Dentro del campo de convección natural en cavidades con DHS estudiados mediante la solución numérica de las ecuaciones de Navier-Stokes, energía y masa, Chu *et al.*, 1976 probablemente fueron los primeros en estudiar la convección natural en régimen laminar en canales rectangulares producida por fuentes discretas de calor o calentamiento localizado. En su estudio consideraron los efectos del tamaño, ubicación y relación de aspecto del DHS, así como las condiciones de frontera de las paredes del canal bidimensional. El DHS se consideró isotérmico, horizontal y localizado en una pared vertical adiabática. La pared lateral opuesta era enfriada produciendo una temperatura uniforme y constante. Las paredes inferior y superior se consideraban adiabáticas. El estudio se hizo para un valor de Prandtl de 0.7, mientras que el número de Rayleigh variaba de 0 a 10^5 . Entre los resultados encontrados está la conclusión de que la teoría de capa límite para una placa vertical caliente no parece ser útil en el caso de calentamiento de discreto.

Sezai y Mohamad, 2000 realizaron un detallado análisis numérico de convección natural en estado permanente de una fuente de calor ubicada en el fondo de una cavidad horizontal tridimensional. Utilizando un fluido con un número de Prandtl de 0.71, simulaban condiciones de enfriamiento en la superficie superior y adiabática en el fondo. Además, variaron la relación de aspecto de DHS. Estos autores encontraron que la rapidez de transferencia de calor no es tan sensible a las condiciones de frontera de las paredes verticales. Asimismo reportan la variación del número de Nusselt como una función del número de Rayleigh y de la relación de aspecto. Deng *et al.*, 2002 estudiaron numéricamente la convección natural laminar en régimen permanente en cavidades bidimensionales horizontales inducida por varios DHS volumétricos. Estos autores sugirieron un método de escala de temperaturas combinada y un análisis de características unificadas de transferencia de calor para describir las fuentes de calor de distinto tipo, tamaño y potencia.

Ichimiya y Saiki, 2005 resolvieron numéricamente las ecuaciones de transporte en una cavidad sujeta a convección natural debido a dos fuentes discretas de calor colocadas en la pared inferior para estudiar las plumas térmicas al interactuar con la pared superior fría. Estudiaron la influencia del espaciado entre las fuentes de calor y el número de Grashof para un número de Prandtl de 170. También realizaron visualización de temperaturas con uso de termografía mediante una suspensión de cristal líquido

termosensitivo. Entre sus resultados, se reportaron 3 patrones de flujo distintos dependiendo del espaciamiento entre DHS.

Dentro del campo de estudio experimental, Incropera *et al.*, 1986 realizaron experimentos y un modelo analítico para determinar la transferencia de calor por convección de un solo DHS y de un arreglo de 12 DHS en cuatro filas montadas en la pared horizontal de un canal. Los resultados fueron correlaciones del número de Nusselt en función del número de Prandtl y de Reynolds basados en la longitud y diámetro hidráulico del canal en régimen turbulento. En el caso particular de su estudio, la conducción de calor por el sustrato puede ser despreciado. El modelo se encontró adecuado para régimen turbulento mientras que subestimaba los valores experimentales en régimen laminar.

Keyhani *et al.*, 1988 estudiaron la convección natural en una cavidad vertical alta con una pared vertical fría isotérmica y once fuentes de calor idénticas alternadamente encendidas y apagadas en la pared vertical opuesta utilizando etilenglicol para realizar la visualización del flujo. Como resultados obtienen correlaciones entre el número de Nusselt y el número de Rayleigh para todas las fuentes de calor y la distribución de temperaturas en la cavidad.

Chadwick, 1990 realizó experimentos con una o doble configuración de DHS, utilizando interferometría Mach-Zehnder para visualizar el campo de temperaturas dentro de la cavidad y determinar las características de transferencia de calor locales de los DHS. Además resolvió numéricamente las ecuaciones de movimiento, masa y energía. Sus resultados indicaron que la máxima tasa de transferencia de calor se produce cuando la fuente de calor está ubicada más cerca del fondo de la cavidad. También para una configuración de múltiples DHS, la estela térmica producida por la fuente de calor más cercana al fondo afectó significativamente el transporte de las DHS colocadas encima de ésta, mientras que la fuente de calor del fondo no es sensiblemente afectada por las fuentes de calor encima de ella.

Polentini *et al.*, 1993 analizaron experimentalmente la convección natural producida por un arreglo de 3x3 DHS enfriadas por una pared fría opuesta en una cavidad rectangular con dos fluidos de trabajo: agua y FC-77. Estudiaron el efecto del tamaño, la ubicación de DHS, el ancho de la cavidad, el espaciamiento entre DHS y el ángulo de inclinación de la cavidad. Para una cavidad vertical, la transferencia de calor era máxima y mínima en las filas del fondo y más altas, respectivamente. No se observó que la transferencia de calor se afectara por cambios en la relación de aspecto de la cavidad. A medida que se inclinaba la cavidad hacia una configuración horizontal, el flujo se volvía inestable y tridimensional, resultando en una mayor transferencia de calor para las filas superiores.

Heindel *et al.*, 1995 realizaron experimentos para establecer una comparación con predicciones numéricas para un arreglo de 3x3 DHS montados en una pared vertical de una cavidad rectangular y enfriada por las paredes opuestas. Las predicciones numéricas logradas para las tres dimensiones mostraron una excelente concordancia con la información experimental, mientras que un modelo numérico bidimensional subestimaba la transferencia de calor hasta en un 20 %. Proporcionaron correlaciones para el número de Nusselt en términos del número de Rayleigh.

Tso, 2004 llevó a cabo un estudio experimental para estudiar la convección natural en una cavidad con DHS con varias orientaciones. Se implementaron simulaciones numéricas para 2-D y 3-D con flujo laminar y se compararon con resultados experimentales. Baskaya, 2005 analizó experimentalmente la convección natural producida por un arreglo de DHS dentro de un canal horizontal rectangular con aire como fluido de trabajo. En la superficie inferior se colocaron 8 x 4 DHS sujetas a un flujo uniforme de calor. Las paredes laterales y la pared superior estaban aisladas y se consideraron adiabáticas. Como resultados presentaron las variaciones del número de Nusselt local y la distribución de temperatura de las fuentes de calor. Los resultados mostraron que la temperatura de los DHS se incrementa a mayores valores de número de Grashof y decrece cuando el número de Reynolds aumenta.

Bhowmik *et al.*, 2005 realizaron experimentos con agua para estudiar la transferencia de calor por convección natural en régimen transitorio de un arreglo de DHS en línea de 4, montados en un canal vertical rectangular sujeto a una corriente forzada durante la operación de encendido para determinar el coeficiente global de transferencia de calor. Se investigaron los efectos del flujo de calor y parámetros geométricos. Los resultados indicaron que el coeficiente de transferencia de calor es fuertemente afectado por el número de DHS.

Calcagni *et al.*, 2005 estudiaron experimental y numéricamente la transferencia de calor por convección natural en una cavidad cuadrada con una DHS localizado en la pared inferior y enfriada en las paredes laterales. La distribución de temperaturas se realiza mediante interferometría mientras que los resultados numéricos se logran con Fluent 6.0. Los resultados clásicos de números de Nusselt en función del número de Rayleigh se presentan para un rango de $10^3 < Ra < 10^6$, así como las distintas formas de la pluma térmica cuando varía el número de Rayleigh y la extensión del calentador discreto.

2. DESARROLLO

El objetivo del trabajo es el estudio de los campos de velocidad y temperatura en una cavidad sujeta a calentamiento discreto que produce un transporte de calor por convección natural. Se estudiaron cuatro casos que dependen de la configuración espacial del calentamiento en la frontera y se trabajó con dos fluidos: agua y glicerina.

La velocidad del flujo convectivo en la cavidad se estudia mediante dos técnicas: **LDA** (Láser Doppler Anemometer) y **PIV** (Particle Image Velocimetry). La temperatura del flujo se estudia con termografía infrarroja.

La configuración propuesta en este estudio para convección natural consiste en una cavidad con tres fuentes de calentamiento discreto colocadas en serie en el fondo de la cavidad. Las paredes laterales, frontal y trasera son de acrílico comercial mientras que la pared superior está constituida por un perfil cuadrangular de acero cuyo lado sella la cavidad y actúa como un sumidero de calor a menor temperatura que las fuentes de calor. Entre la pared inferior y superior se establece el gradiente de temperaturas en dirección vertical.

Para producir el calentamiento, se utilizaron dispositivos termoelectricos (TECs). Esto significa una novedad en el campo experimental debido a que el modo usual de producir calentamiento localizado en la investigación es por medio de resistencias eléctricas. La ventaja de utilizar termoelectricos, a pesar de su costo, consiste en que el área del termoelectrico adquiere una temperatura más uniforme, en menor tiempo que empleando una resistencia eléctrica.

Los dispositivos termoelectricos (módulos termoelectricos, de ahora en adelante TECs) pueden convertir energía eléctrica en un gradiente de temperaturas. La refrigeración termoelectrica se logra cuando corriente directa circula por uno o más pares de materiales semiconductores del tipo N y del tipo P. En el modo de enfriamiento, la corriente pasa del material semiconductor tipo N al tipo P. La temperatura del conductor que los conecta disminuye y se absorbe calor del medio ambiente. Esta absorción de calor del ambiente (enfriamiento) ocurre cuando los electrones pasan de un nivel de energía bajo en el material semiconductor tipo P a través del conductor que los une hacia un nivel de energía mayor en el material tipo N. El calor absorbido se transfiere a través del semiconductor mediante transporte electrónico hacia el otro extremo de la unión y liberado cuando los electrones vuelven a un nivel menor de energía en el material tipo P. Este fenómeno se conoce como el efecto Peltier.

Idealmente, la cantidad de calor absorbida en el extremo frío y el calor disipado en el extremo caliente son dependientes del producto del coeficiente de Peltier y la corriente que fluye en el material semiconductor (Riffat y Ma, 2003). Prácticamente, la cantidad neta de calor absorbido en el extremo frío debido al efecto Peltier se reduce por dos causas, conducción de calor y calor de Joule. Debido a la diferencia de temperaturas entre los extremos frío y caliente, el calor será conducido a través del material semiconductor del extremo caliente al extremo frío. A medida que se incrementa la corriente, la diferencia de temperaturas, y por tanto la conducción de calor se incrementa ya que el efecto de enfriamiento se incrementa. Sin embargo, la otra pérdida, el calor de Joule es proporcional al cuadrado de la corriente y por tanto, eventualmente se convierte en el factor dominante.

Un módulo termoelectrico típico está compuesto por dos sustratos cerámicos que sirven como base y aislamiento eléctrico para los termoelementos tipo P y tipo N de telurio de bismuto que están conectados eléctricamente en serie y térmicamente en paralelo entre los cerámicos. La máxima diferencia de temperaturas entre el lado frío y el lado caliente puede llegar a los 70 °C. Los dispositivos contienen de 3 a 127 termocoples. Los dispositivos termoelectricos poseen varias ventajas sobre otras tecnologías de refrigeración:

- No poseen partes móviles y, por lo tanto, necesitan sustancialmente menos mantenimiento.
- Puede mantenerse un control preciso de temperatura dentro de $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$
- No son dependientes de la posición.

Debido a estas y otras ventajas, los termoelectricos han encontrado un campo extenso de aplicaciones en distintas áreas como son la militar, aeroespacial, instrumental e industrial o productos comerciales desde la década pasada.

En este trabajo utilizamos módulos termoelectricos con las siguientes características y parámetros mostrados en la tabla 1:

Marca: **tetech**

Modelo: HT-127-1.0-1.3P

Tabla 1. Parámetros del modulo termoelectrico

N	127	termocoples
K	1.458	$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
R	10.3×10^{-6}	$\Omega \cdot \text{m}$
S	204×10^{-6}	VK^{-1}
G	769.23×10^{-6}	m

Los datos anteriores son nominales para una temperatura de 300 K proporcionados por el fabricante.

Como se puede ver en la figura 1, la temperatura es uniforme en toda la superficie del módulo termoelectrico con excepción de los bordes.

Otra de las ventajas de estos módulos es el bajo tiempo de respuesta para lograr una superficie con temperatura uniforme aunque depende de las condiciones externas como los coeficientes convectivos, conductividad térmica y la corriente eléctrica. Los dispositivos termoelectricos requieren de una fuente de poder para producir el efecto de calentamiento y enfriamiento en ambas caras.

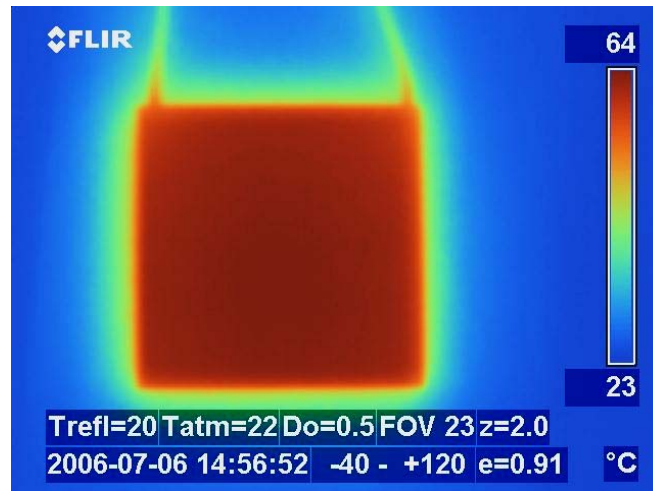


Figura 1. Termografía Infrarroja de un módulo termoelectrico alimentado con 0.5 A.

Usualmente se emplean para la refrigeración de espacios u objetos pequeños, ya que poseen un coeficiente de funcionamiento (COP) muy bajo en comparación con los sistemas típicos de refrigeración por compresión de vapor. En este caso, se usaron los TECs de manera inversa, es decir, para la producción de calor en la cavidad. Véase Kraftmaker, 2005 para mayor referencia sobre experimentos para encontrar las propiedades de los TECs.

Un baño térmico mantenía a baja temperatura la pared superior constituida por un perfil cuadrangular de acero, haciendo circular agua a 20 °C, a través de éste. La incertidumbre en la medición de la temperatura por la carátula del tanque era de +/- 0.1 °C. El baño térmico alcanzaba la temperatura requerida en aproximadamente 30 minutos o menos, dependiendo de la temperatura inicial del agua en el tanque. Se midió la temperatura del agua proveniente del baño térmico en la entrada y la salida del perfil de acero cuando en la carátula del baño térmico se mostraban 20 °C. Las mediciones se hicieron con dos termopares de cobre-constantan tipo K introducidos en orificios barrenados en la parte no roscada de la unión con el perfil. Los tres termoelectricos se encendieron disipando un calor total de $Q = 5 \text{ W}$. Durante una hora no se notó variación entre la entrada y la salida de manera que se asumió que el gasto de agua era lo suficientemente alto como para producir una superficie, constante y uniforme (pared superior de la cavidad), cumpliendo en este caso particular con la definición de un reservorio de calor a baja temperatura.

Las cavidades utilizadas a lo largo del estudio fueron fabricadas por los laboratoristas del Depto. de Termofluidos con acrílico comercial. Las partes fueron unidas con pegacryl, mientras que los módulos termoelectricos se unían con pegamento para uso automotriz y se colocó madera balsa en las uniones para reforzar el sellado. Para la cavidad con agua como fluido de trabajo, se utilizó silicón para reforzar los sellos; sin embargo, se supo después que el silicón sellaba la cavidad pero obstruía considerablemente las regiones en las orillas de la pared frontal (ventana óptica) afectando las imágenes o mediciones tomadas por las técnicas de medición de velocidad.

2.1 Diseño del experimento

En este estudio de convección natural en cavidades, donde se quiere encontrar el campo de velocidades y temperatura se debe contar con una ventana óptica para la región visible y una pared frontal de alta emisividad en la región infrarroja, respectivamente. La pared inferior de la cavidad está formada por tres módulos termoeléctricos (TECs) de la marca *tetech* modelo HT-127-1.0-1.3P colocados en línea.

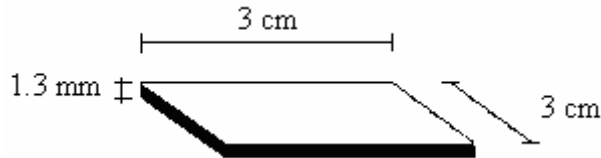


Figura 2. Dimensiones del módulo termoeléctrico para el presente estudio

La figura 2 muestra las dimensiones de los módulos termoeléctricos adquiridos por el Depto. de Termoenergía de la UNAM para realizar investigación. Los bordes se encuentran forrados con hule (potted) de forma que pueden utilizarse dentro de fluidos sin riesgo de mal funcionamiento. Los componentes de la cavidad, además de los termoeléctricos, se muestran en la figura 3. La pared trasera fue pintada de negro para impedir que se notaran los defectos en el sellado de la cavidad (exceso de silicón, rayaduras, incrustaciones, etc.) durante la toma de fotografías y en el estudio de medición de velocidad con el LDA.

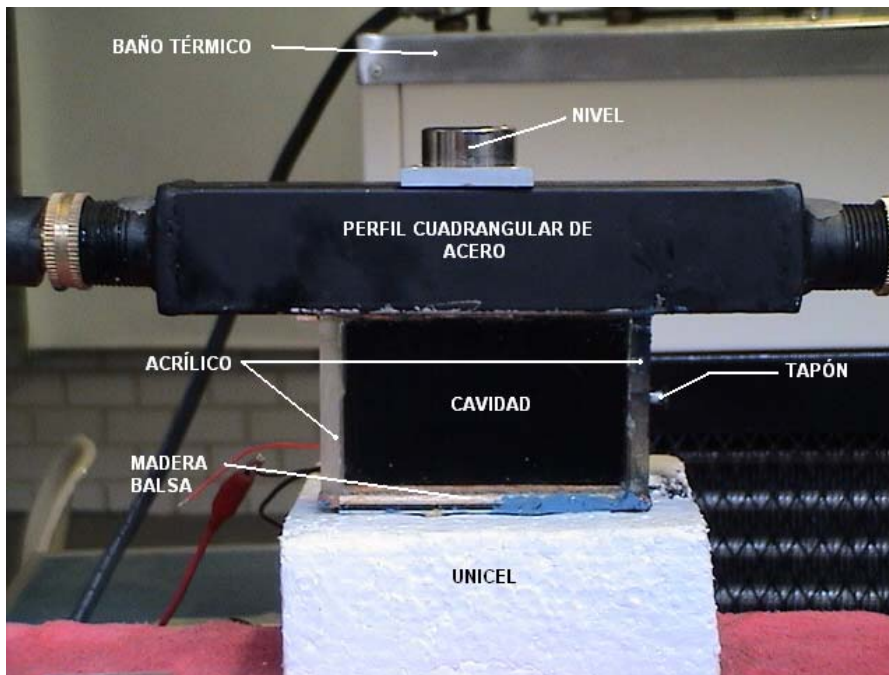


Figura 3. Cavidad con glicerina y pared frontal de acrílico transparente.

La pared frontal sirve como ventana óptica para la técnica de PIV y LDA, mientras que las paredes laterales permiten la entrada de la hoja de luz láser cuya finalidad es iluminar las partículas sedimentadas en el fluido. Debajo de los TECs que conforman la pared inferior (lado frío) se colocó una capa de aislamiento térmico que consistía unicel comercial de 7 centímetros de espesor, con el fin de reducir lo más posible la

transferencia de calor entre el lado frío de los TECs de la pared inferior y el medio ambiente y asegurar que no existe calor absorbido del lado frío.

El calentamiento de la cavidad se produce mediante el lado caliente de los TECs de la pared inferior cuyo flujo de calor es controlado con la fuente de corriente directa. Por su parte, la pared superior formada por un perfil de acero que conduce agua de un baño térmico, absorbe el calor producido por la pared inferior de manera que se mantenga el fluido dentro de la cavidad a una temperatura constante y en estado permanente. Los TECs en la pared inferior funcionan como fuentes discretas de calor, de manera que para los distintos casos de estudio estarán encendidos unos y apagados otros, mientras que la pared superior funciona como una superficie horizontal con temperatura uniforme y absorbiendo la misma cantidad de calor que suponga cada caso de estudio. Los casos de estudio se muestran en la tabla 2.

Tabla 2. Casos de estudio

CASOS	TERMOELÉCTRICO		
	A	B	C
100	Encendido	Apagado	Apagado
010	Apagado	Encendido	Apagado
101	Encendido	Apagado	Encendido
110	Encendido	Encendido	Apagado

Para cada caso, la cantidad de calor disipado desde la pared inferior es la misma sin importar el número de TECs encendidos. Con esto aseguramos que el número de Rayleigh para cada caso sea constante. El propósito de este estudio no es, como la mayoría de los estudios, conocer la influencia de un número de Rayleigh sobre la transferencia de calor por convección, si no las características del campo de velocidad y temperaturas para un mismo número de Rayleigh pero distinta configuración espacial.

El número de Rayleigh se calculó según:

$$Ra_H = \frac{g\beta qH^4}{kv\alpha} \quad (2)$$

En la ec. (2) α , ν , ρ , β y k son la difusividad térmica, viscosidad cinemática, densidad, coeficiente de expansión volumétrico y conductividad térmica, respectivamente y constituyen algunas de las propiedades termofísicas del fluido en la cavidad, además g es el vector de aceleración gravitacional.

Esta definición toma en cuenta que la condición de frontera de la cavidad que produce la fuerza de flotación es un flujo uniforme de calor q'' y la longitud característica es la altura de la cavidad H . Existen varias definiciones del número de Rayleigh en la literatura de convección natural con fuentes discretas de calor, debido a que se pueden considerar varias longitudes características en este tipo de problemas (Chadwick, 1990; Polentini, 1993).

Las propiedades termofísicas del fluido de trabajo se calcularon según la temperatura de película dentro de la cavidad, definida como:

$$T_m = \frac{T_H + T_C}{2} \quad (3)$$

donde T_H y T_C son las temperaturas del fluido en la pared inferior y superior, respectivamente.

2.2 Fluido de trabajo

Al principio del estudio, animados por una serie de artículos, se escogió el aire como fluido de trabajo, donde el trazador era humo de incienso. Sin embargo, muy pronto se observó que el humo se pegaba a las paredes de la cavidad y era necesario removerlo para tener una buena visualización. El humo de incienso está conformado de pequeñas partículas más pesadas que el aire, que al estar calientes ascienden y pueden seguir corrientes de aire con relativa facilidad, no obstante al enfriarse se precipitan sobre las paredes de la cavidad. Esto hace difícil su empleo ya que es necesaria una limpieza frecuente para que estas partículas decantadas no formen una resistencia térmica adicional entre los termoeléctricos y el aire. La ventaja que tiene el empleo de aire como fluido de trabajo es que puede alcanzar números de Rayleigh muy altos y con esto, entre otras cosas, el estado permanente rápidamente.

Dentro de los resultados se presentan dos fluidos de trabajo: agua y glicerina. El agua tiene un número de flotación muy alto lo que permite estudiar al fluido bajo números de Rayleigh altos y en régimen turbulento. La glicerina se utilizó para estudiar al fluido en régimen laminar, es decir, bajos números de Rayleigh. Se utilizó poliamida con un diámetro de 5 μm como trazador para la visualización y la medición de la velocidad con PIV y LDA. No hubo una regla exacta para la estimación de concentración de poliamida tanto en agua como en glicerina. Se utilizó el extremo plano de un destornillador para piezas electrónicas como medida de poliamida introducida en los fluidos de trabajo. Se agitó la mezcla en un envase cerrado hasta que la tensión superficial del fluido de trabajo (especialmente del agua) se rompiera evitando natas en la superficie libre del líquido o en las paredes del envase.

Cabe decir que el uso de la glicerina prolonga la vida útil de las piezas que conforman la cavidad, dado que a diferencia del agua, no reacciona químicamente con los cuerpos en contacto.

2.3 Alimentación eléctrica

Una fuente de corriente directa cuyo rango es de 60 V y 6 A con precisión de 0.1 V y 0.01 A alimenta los TECs de la pared inferior dependiendo del caso de estudio.

Según las leyes de la electrodinámica, la potencia eléctrica es:

$$Q_e = VI \quad (4)$$

donde Q_e es la potencia eléctrica suministrada, V es el voltaje producido por la fuente e I es la corriente eléctrica circulando por el termoeléctrico. La experiencia con estos dispositivos demuestra que, en la fuente de poder, la corriente eléctrica resulta más fácil

de ser manipulada manualmente, en comparación con el voltaje, ya que se tiene mayor sensibilidad cuando se varía la potencia eléctrica suministrada al termoelectrico.

Para un módulo termoelectrico la primera ley de la termodinámica expresa el siguiente balance de energía en estado permanente:

$$Q_H = Q_e + Q_c \quad (5)$$

De manera que cuando se tengan condiciones adiabáticas en el lado frío del TEC ($Q_c = 0$), la potencia eléctrica Q_e debe ser igual al calor disipado hacia el fluido Q_H de manera que controlando el suministro de corriente, se podía controlar la cantidad de calor Q_H hacia la cavidad.

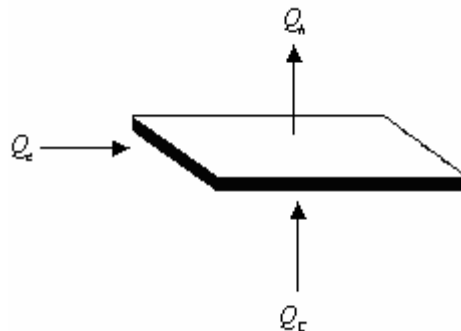


Figura 4. Transferencias de calor en un termoelectrico.

En el presente trabajo se supuso para todos los casos de estudio y pruebas que el calor absorbido Q_c es siempre igual a cero.

2.4 Ajuste de las variables de control

Las variables de control son aquellas magnitudes físicas que miden los instrumentos y que inducen el funcionamiento de los aparatos utilizados (concretamente en los TECs) y cuyas manifestaciones deben ser repetibles. En el caso de nuestro estudio, la cavidad es calentada en la pared inferior y enfriada en la pared superior. Este calentamiento se logra con el uso de módulos termoelectricos (TECs). Los TECs producen una diferencia de temperatura entre sus caras cuando se les suministra corriente eléctrica. Una de esas caras disipa calor mientras que la otra absorbe calor. De manera que, como sabemos de la ec. (4), la corriente eléctrica I está relacionada con el calor disipado. El problema consiste en saber cuál es esta relación para cada uno de los TECs.

Podríamos utilizar las curvas de funcionamiento proporcionadas por el fabricante (ver Ref. 21); sin embargo, requerimos conocer al menos la temperatura en alguna de las caras del TEC. Esta información solo podemos obtenerla para las condiciones precisas en las que se harán las mediciones finales de velocidad y temperatura, ya que lo que varían son las resistencias térmicas entre las caras del TEC y el medio circundante.

Las curvas en la figura 5 son las mismas que presentaría el fabricante para las condiciones ambientales exactas en el momento de la medición y condiciones adiabáticas en la cara fría del TEC. De esta manera podemos encontrar una ecuación

que relacione la variable de control con la variable de salida para las condiciones particulares a las que se desarrolla el experimento, es decir $q(I)$.

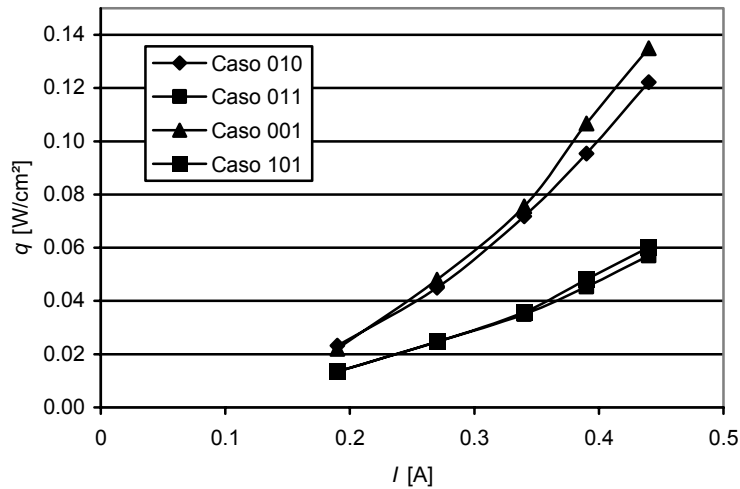


Figura 5. Flujo de calor disipado por los TECs en función de la corriente eléctrica suministrada para cada uno de los casos estudiados.

Llegamos a que la variable principal de control es la corriente I dejando las condiciones iniciales constantes y la variable de salida es la potencia disipada en la pared inferior. Note que en el rango de las corrientes empleadas, el flujo de calor resulta tener una tendencia cuadrática como lo tiene precisamente una resistencia eléctrica (efecto Jouliano); esto se debe, recordemos, a que los TECs se aislaron térmicamente en su lado frío, por lo que la potencia eléctrica suministrada necesariamente es igual al calor disipado en la cara caliente según la ec (4) cuando $Q_c = 0$.

2.5 Pérdidas de calor en la cavidad

Dentro del proceso experimental fue necesario establecer las pérdidas de calor por conducción y radiación a través de las paredes laterales, frontal y trasera de la cavidad. Empleando un ingenioso experimento (Sánchez, 2003) es posible medir la cantidad de calor que abandona la cavidad de la siguiente forma y el calor que se transfiere por advección.

Si imponemos un gradiente de temperatura en dirección vertical pero en sentido contrario al vector de la aceleración gravitacional, donde la región fría se encuentre en la pared inferior y la región caliente en la pared superior, se presenta en el fluido un régimen puramente conductivo donde no existe flujo de masa.

De esta forma se puede calcular, usando la Ley de Fourier, el calor total perdido por conducción a través de las paredes de acrílico, conducción tangencial en los termoeléctricos y conducción de calor en el fluido desde la zona caliente a la zona fría. Así, para distintos valores de corriente aplicados a los termoeléctricos se tuvieron distintas diferencias de temperatura entre la pared inferior y superior en este régimen de conducción pura. La tabla muestra los valores de la diferencia de temperaturas para cada uno de los flujos de calor suministrados.

Tabla 3. Potencia eléctrica suministrada y diferencia de temperaturas producida para la prueba cuando el gradiente de temperaturas en la cavidad tiene un ángulo de 180°, con respecto a g.

CASO 010

V [V]	I [A]	T_H [°C]	Q_{el} [W]	ΔT [°C]
1	0.19	26.5	0.19	4.5
1.4	0.27	29.5	0.378	6.9
1.8	0.34	32.5	0.612	9.3
2.2	0.31	35.2	0.682	11.2
2.5	0.44	38.2	1.1	13.3

CASO 100

V [V]	I [A]	T_H [°C]	Q_{el} [W]	ΔT [°C]
1	0.18	28.9	0.18	5.4
1.6	0.27	33.2	0.432	9.2
2	0.34	37.6	0.68	12.4
2.2	0.39	41.9	0.858	15.7
2.5	0.41	43.8	1.025	17

CASO 011

V [V]	I [A]	T_H [°C]	Q_{el} [W]	ΔT [°C]
0.7	0.26	26.2	0.182	3.9
1	0.37	28.6	0.37	5.6
1.2	0.42	30.8	0.504	6.8
1.5	0.51	33.3	0.765	8.3
1.6	0.51	35.6	0.816	9.9

CASO 101

V [V]	I [A]	T_H [°C]	Q_{el} [W]	ΔT [°C]
0.7	0.26	27.9	0.182	4.4
1	0.36	30.3	0.36	6
1.3	0.45	32.9	0.585	7.4
1.5	0.52	35.9	0.78	8.9
1.7	0.59	38.4	1.003	10.5

Después se colocó la cavidad de manera que el gradiente de temperaturas tuviera el mismo sentido que el vector aceleración de la gravedad g, es decir, la pared superior es la región fría mientras que la pared inferior está constituida por las DHS; de esta forma se produce convección una vez que se supera un número de Rayleigh crítico. En la tabla se pueden ver las diferencias de temperatura entre la pared fría y región caliente para distintos valores de potencia eléctrica suministrada.

Tabla 4. Potencia eléctrica suministrada y diferencia de temperaturas producida para la prueba cuando el gradiente de temperaturas en la cavidad tiene un ángulo de 0°, con respecto a g.

CASO 010

V [V]	I [A]	T_H [°C]	Q_{el} [W]	ΔT [°C]
1.1	0.19	23.8	0.209	1.2

1.5	0.27	26	0.405	1.7
1.9	0.34	28.7	0.646	2.2
2.2	0.39	30.8	0.858	2.8
2.5	0.44	33.5	1.1	3.2

CASO 101

V [V]	I [A]	T_H [°C]	Q_{ej} [W]	ΔT [°C]
0.9	0.27	25.1	0.243	1
1.2	0.37	27	0.444	1.4
1.5	0.43	28.7	0.645	1.7
1.7	0.51	30.5	0.867	1.9
1.9	0.57	32.2	1.083	2.2

CASO 011

V [V]	I [A]	T_H [°C]	Q_{ej} [W]	ΔT [°C]
0.9	0.27	25.8	0.243	0.9
1.2	0.37	27.3	0.444	1.1
1.4	0.45	29.3	0.63	1.3
1.6	0.51	31	0.816	1.4
1.8	0.57	33	1.026	1.5

CASO 100

V [V]	I [A]	T_H [°C]	Q_{ej} [W]	ΔT [°C]
1.1	0.18	25.4	0.198	1.2
1.6	0.27	27.9	0.432	2
2	0.34	30.3	0.68	2.4
2.4	0.4	32.3	0.96	2.7
2.7	0.45	34.3	1.215	3.1

Para ambos regímenes, se supuso que no existía transferencia de calor entre el lado frío del TEC(s) y el medio ambiente ($Q_c = 0$). Asimismo, estas pruebas fueron realizadas con agua como fluido de trabajo y en estado permanente.

Como puede verse claramente, las diferencias de temperatura son menores para la configuración de 180° (convección) que para 0° (puramente difusivo), lo cual es intuitivamente lógico. El objetivo del transporte de calor, cualquiera que sea, en cualquier fenómeno, es la eliminación de gradientes de temperatura; es decir, es la búsqueda del equilibrio. Un método más eficiente de transportar el calor reducirá los gradientes mientras que un método más lento e ineficiente tenderá a originar grandes gradientes de temperatura. Por lo tanto, el calor por advección se encuentra según:

$$q_{adv} = q_{0^\circ} - q_{180^\circ} \quad (6)$$

donde q_{adv} es el flujo de calor por advección, q_{0° y q_{180° el flujo de calor cuando el gradiente de temperatura en la cavidad forma un ángulo de 0 y 180° con el vector g , respectivamente. La ec (6) es simplemente la descomposición de dos calores: conducción + advección = convección.

El procedimiento usual para encontrar las pérdidas de calor hacia el medio ambiente y por conducción requería que se suministrara, para el caso a 0° la suficiente potencia

eléctrica que produjera la misma diferencia de temperatura obtenida para el caso de la cavidad a 180°. Debido a que tal potencia eléctrica se salía del rango de operación de la fuente de voltaje empleada, se tuvo que emplear extrapolación a partir de curvas generadas empíricamente. Las curvas se observan en la fig (6), donde la diferencia de temperaturas y flujo de calor están relacionados para cada uno de los casos de estudio y casos de posición de la cavidad.

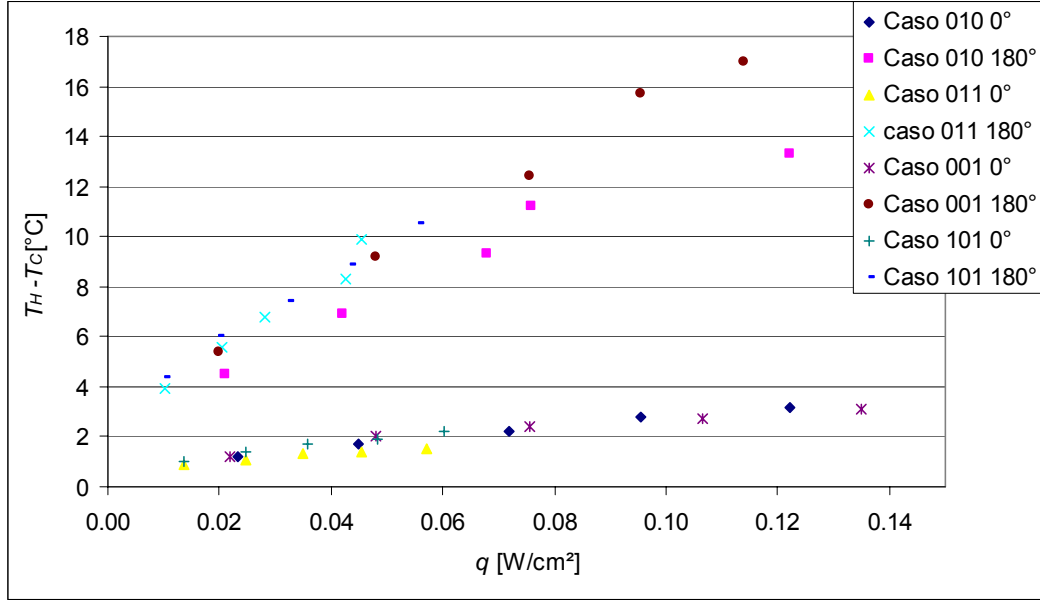


Figura 6. Diferencia de temperaturas entre TEC y pared superior en función del flujo de calor.

A partir de los puntos en la figura 6 se pueden encontrar expresiones analíticas que permitan estimar el flujo de calor necesario para la obtención de una diferencia de temperaturas entre los reservorios de calor. Así, las ecs. (7-10) son fórmulas empíricas para el flujo de calor por convección q_{0° , en cada uno de los casos de estudio con las condiciones particulares del experimento.

$$\text{caso 010} \quad q_{0^\circ} = \frac{\Delta T - 0.7542}{20.498} \quad (7)$$

$$\text{caso 100} \quad q_{0^\circ} = \frac{\Delta T - 1.0639}{15.703} \quad (8)$$

$$\text{caso 101} \quad q_{0^\circ} = \frac{\Delta T - 0.7373}{24.754} \quad (9)$$

$$\text{caso 011} \quad q_{0^\circ} = \frac{\Delta T - 0.7598}{13.908} \quad (10)$$

El calor por convección q_{0° necesario para alcanzar la diferencia de temperaturas generada por el calor por conducción q_{180° se encuentra fácilmente sustituyendo los valores de las diferencias de temperatura para cuando la cavidad se encontraba a 180° en las ecs. (7-10). Las pérdidas de calor se calculan de acuerdo a:

$$\% p = \frac{q_{180^\circ}}{q_{0^\circ}} \times 100 \quad (11)$$

Los valores del porcentaje de pérdidas de calor se muestran en la tabla junto con los flujos de calor de advección y suministrados para distintas diferencias de temperatura.

Tabla 4. Porcentaje de pérdidas de calor en la cavidad

CASO 010

ΔT [°C]	q_{0° [W/cm ²]	q_{adv} [W/cm ²]	% p
4.5	0.183	0.162	11.553
6.9	0.300	0.258	14.008
9.3	0.417	0.349	16.311
11.2	0.510	0.434	14.870
13.3	0.612	0.490	19.969

CASO 101

ΔT [°C]	q_{0° [W/cm ²]	q_{adv} [W/cm ²]	% p
4.4	0.15	0.14	6.83
6	0.21	0.19	9.41
7.4	0.27	0.24	12.07
8.9	0.33	0.29	13.14
10.5	0.39	0.34	14.13

CASO 100

ΔT [°C]	q_{0° [W/cm ²]	q_{adv} [W/cm ²]	% p
5.4	0.28	0.26	7.24
9.2	0.52	0.47	9.26
12.4	0.72	0.65	10.47
15.7	0.93	0.84	10.23
17	1.01	0.90	11.22

CASO 011

ΔT [°C]	q_{0° [W/cm ²]	q_{adv} [W/cm ²]	% p
3.9	0.23	0.22	4.48
5.6	0.35	0.33	5.91
6.8	0.43	0.41	6.45
8.3	0.54	0.50	7.84
9.9	0.66	0.61	6.90

Note que las mayores pérdidas ocurren en los casos donde hay dos TECs encendidos, ya que hay mayor transferencia de calor que cuando hay un solo TEC encendido. El porcentaje de pérdidas aumenta con el incremento en el suministro de potencia eléctrica, lo que está relacionado con las pérdidas por radiación al medio ambiente. En general, se puede decir que el acrílico aísla en buena medida el flujo de calor hacia el fluido y de las interacciones con el medio ambiente.

La incertidumbre introducida por la extrapolación mediante un ajuste de curvas lineal no afecta mayormente los valores de las pérdidas de calor, ya que, en primer lugar la extrapolación se hace para valores cercanos a los que se midieron experimentalmente y,

en segundo lugar, la precisión de los termopares es de 0.1 °C, la mayor de todos los instrumentos utilizados junto con el termómetro del baño térmico, introduciendo así el mismo orden de incertidumbre que la extrapolación.

2.6 Análisis de escalas

En el presente estudio es necesario estimar el tiempo en el que el sistema alcanza el estado permanente, así como el orden de las velocidades del flujo en la cavidad.

Partiendo de la ecuación de cantidad de movimiento en régimen permanente sobre la dirección vertical que es la dirección donde actúa la fuerza de flotación, se tiene (Bejan, 2004):

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) - g [1 - \beta(T - T_o)] \quad (12)$$

donde u y v son las velocidades en la dirección horizontal y vertical de la cavidad, respectivamente. P es la presión en el campo de flujo, x e y son las variables espaciales de los ejes coordenados.

Haciendo un balance de fuerzas, suponiendo que aquellas que compiten en el régimen permanente son las fuerzas de fricción contra las fuerzas de flotación, se encuentra:

$$\nu \frac{v}{H^2} \sim g\beta\Delta T \quad (13)$$

Por lo que la escala de la velocidad viene dada por:

$$v \sim \frac{g\beta\Delta TH^2}{\nu} \quad (14)$$

Y en términos del número de Rayleigh, la escala es:

$$v \sim Ra \left(\frac{\alpha}{H} \right) \quad (15)$$

Es decir, que la velocidad es directamente proporcional al número de Rayleigh e inversamente proporcional a la distancia que produce el gradiente de temperaturas.

Sustituyendo en la definición de la escala del tiempo de convección

$$t_{conv} \sim \frac{H}{v} \sim \frac{1}{Ra} \frac{H^2}{\alpha} \quad (16)$$

Particularmente cuando el gradiente de temperaturas es paralelo al vector aceleración gravitacional, llegamos al caso en el que el número de Rayleigh es una relación entre los tiempos de convección y conducción:

$$Ra \sim \frac{t_{conv}}{t_{dif}} \quad (17)$$

Para los números de Rayleigh en este estudio, el tiempo en el que se alcanza el estado permanente está en el orden de segundos y las velocidades en el orden de centímetros por segundo.

2.7 Medición del campo de velocidades

2.7.1 PIV (Particle Image Velocimetry)

Para poder aplicar la técnica de PIV, se hizo pasar una hoja de luz láser a lo largo de la cavidad con el fin de observar el movimiento de las partículas sembradas en el flujo. La hoja de luz se logra haciendo incidir el rayo coherente de luz láser en un delgado cilindro de vidrio de 0.5 cm de diámetro, perpendicularmente al eje axial del cilindro, (ver figura 7). Debido a la curvatura del cilindro, el rayo se refracta en dirección radial y sale de éste formando un plano de luz, cuya normal es paralela al eje axial del cilindro y perpendicular al rayo de luz antes de entrar en el cilindro.

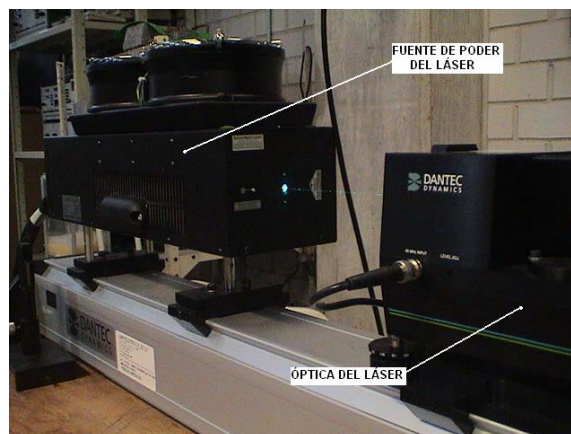


Figura 7. Componentes primarios del Láser Doppler del Depto. de Termoenergía: fuente de poder (lado superior izquierdo) y óptica receptora (lado inferior derecho)



Figura 8. Láser y cavidad montados

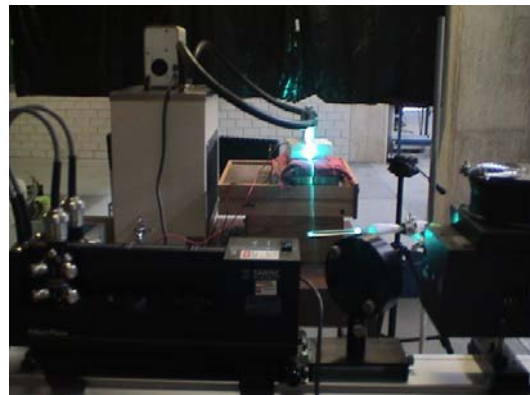


Figura 9. Plano de láser paralelo a la dirección vertical de la cavidad. Vista lateral.

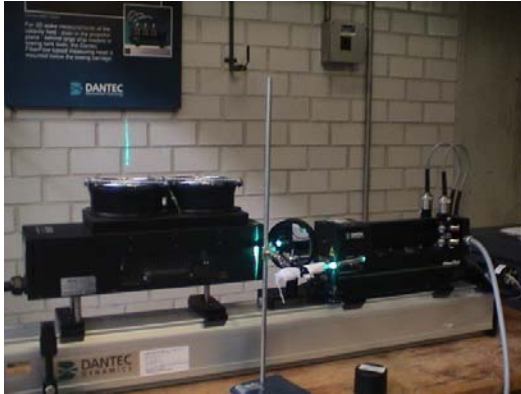


Fig 10. Rayo láser desviado por un espejo hacia una barra de vidrio, produciéndose el plano cuyo vector normal es paralelo al eje axial de la barra.

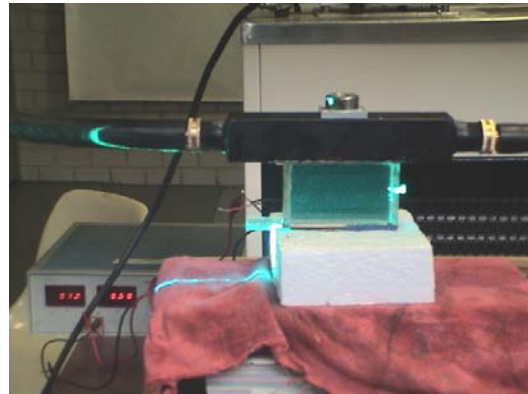


Figura 11. Fuente de poder para la alimentación de los termoelectricos, baño térmico y cavidad iluminada por el plano de láser.

La pared frontal es la ventana óptica para la técnica de PIV, mientras que las paredes laterales también deben poseer alta transmisividad y pocos defectos ópticos como rayaduras o incrustaciones para que el plano de láser abarque toda la extensión de la cavidad. Se considera que las paredes de acrílico son suficientemente delgadas y no poseen aberraciones de manera que los efectos de refracción y esparciación en ellas son despreciables.

La cámara de video se coloca a 10 cm de la pared frontal sobre un tripié y, una vez que se tiene estado estacionario en el flujo dentro de la cavidad, (entre 12 y 24 horas después del encendido de los TECs) se hicieron una serie de tomas para escoger la más adecuada en términos de nitidez e información, para cada uno de los casos de estudio mencionados en la tabla 1. En el proceso de perfeccionamiento del uso del PIV, se iban recopilando resultados a base de prueba y error. La cámara posee un zoom continuo que permite acercarse lo suficiente a la cavidad para capturarla totalmente sin que se muestren los alrededores. La cámara empleada tiene una resolución de 320 x 240 pixeles en video y 640 x 480 en foto. Está provista de una memoria que almacena 13 segundos de video u 8 fotografías. Después de que se efectuó la captura de imágenes, se transfirieron a una computadora cargada con el software FlowMap™ para hacer el análisis digital de PIV que resulte en los campos de velocidades. Para más referencia sobre esta técnica de visualización, consúltese Smits and Lim, 2000 y Westerweel, 1997.

2.7.2 LDA (Laser Doppler Anemometer)

Dentro del objetivo del estudio experimental se encontraba la medición de velocidades puntuales con el recién adquirido LDA del Laboratorio de Termofluidos. El LDA es una técnica empleada en la investigación para la medición de velocidades en flujos libres e internos que cuenta con la gran ventaja de no perturbar el desarrollo del flujo. El principio de medición de velocidad está basado en el efecto Doppler. Un objeto que emite ondas de cualquier tipo (electromagnéticas, acústicas, etc.) cuando se desplaza, estas ondas aumentan o reducen su longitud de onda, dependiendo de dónde esté ubicado el instrumento que detecta las ondas con respecto al objeto móvil.



Figura 12. Cruce de los rayos del LDA dentro de cavidad con glicerina (arriba a la derecha).

Si el objeto se acerca al instrumento detector de ondas, la longitud de onda detectada por éste será menor que la longitud de onda si el objeto se aleja del instrumento. A este fenómeno se le conoce como efecto Doppler.

Concretamente, el LDA mide la longitud de onda de la radiación esparcida por una partícula introducida en el fluido. El LDA emplea dos rayos láser que se cruzan formando un patrón de interferencia cuyas dimensiones dependerá de la longitud de onda de los rayos, entre otras cosas. Cuando una partícula con características ópticas adecuadas (alta reflectancia) cruza el volumen de medición, la luz incidente se esparce. Parte de la luz esparcida llega a un tubo fotomultiplicador, que es un dispositivo que genera corriente proporcionalmente con la cantidad de fotones que llegan a él. La diferencia entre la longitud de onda de la luz incidente y la luz esparcida, es lo que produce el efecto Doppler. Una señal Doppler es tal y como se muestra en el osciloscopio digital de la figura 14 en la parte derecha. Para mayor referencia, consúltese Durst *et al.*, 1981.

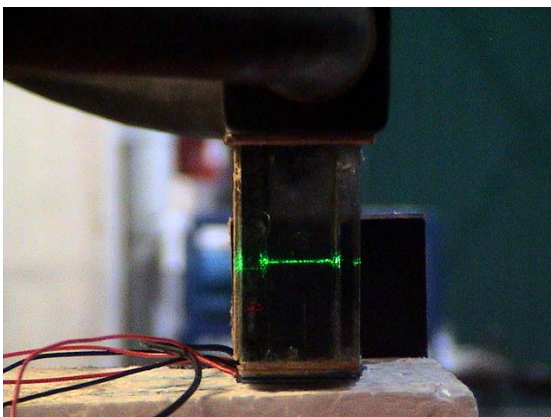


Figura 13. Vista lateral de la cavidad con medición de velocidad LDA.

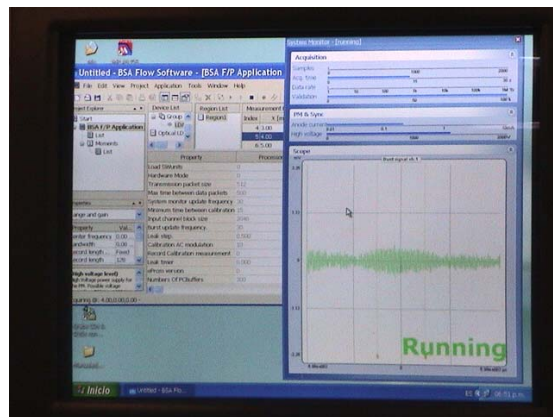


Figura 14. Display del BSA Flow Software. Señal Doppler.

La obtención de las velocidades dentro de la cavidad se hizo para el caso 010 con glicerina, barriendo la cavidad en dirección horizontal cada 2 mm (45 puntos) a una altura media entre la pared inferior y superior. Al igual que en la técnica de PIV, la pared frontal es transparente al láser y el cruce de los rayos (volumen de medición) se fija en el centro de la cavidad (ver figura13).

La tabla presenta los parámetros del LDA y sus valores correspondientes en el presente estudio, como se utilizaron en el BSA Flow Master TM.

Tabla 5. Parámetros del LDA

<i>Parámetro</i>	<i>Valor o Estado</i>
Frecuencia central	0 m/s
Ancho de banda	0.08 m/s
Voltaje	1400 V
Máximo número de muestras	2000
Tiempo de adquisición	60 s
Longitud de onda	514.5 nm
Distancia focal	400 mm
Diámetro del rayo	1.35 mm
Relación de expansión	1
Espacio entre rayos	38 mm
Ángulo medio del rayo	2.72 °

2.8 Medición del campo de temperaturas

2.8.1 Termografía infrarroja (IR Thermography)

La termografía es una técnica de medición de mapas térmicos. Un productor de imágenes térmicas infrarrojas es una cámara que detecta energía electromagnética radiada en el espectro de banda infrarrojo (IR) desde un objeto, convirtiéndola en una señal electrónica. La radiación infrarroja se transporta a través de un medio, generalmente aire, entra en el sistema sensor, pasa a través de un lente, una apertura o filtro y finalmente incide en un detector infrarrojo, el cual traduce la radiación a señal eléctrica. La salida instantánea estándar está representada por una matriz de información que tiene un número de elementos típicamente del orden de 20-60k o más. Como resultado, se aplican los procedimientos y algoritmos generalmente referidos como procesamiento digital de imágenes (Carlomagno y de Luca, 1998).

En el ámbito de la convección, la termografía IR ha sido utilizada considerablemente en flujos externos sujetos a convección forzada. Un grupo importante de investigación en termografía infrarroja se encuentra en la Universidad de Nápoles “Federico II”, bajo la supervisión del Prof. Giovanni Maria Carlomagno. Entre sus proyectos figuran, estudios en chorros, flujos hipersónicos, transición en convección natural, pruebas no destructivas en materiales, evaluación reológica del vidrio, etc. Las técnicas de medición se dividen, en general, en dos tipos: si el régimen es subsónico o si es hipersónico. Si el flujo es subsónico, el cuerpo sólido debe ser calentado para producir una diferencia de temperatura con el fluido, mientras que para flujos supersónicos la disipación viscosa del flujo incrementa la temperatura del cuerpo, por lo que se

establece naturalmente un campo de temperaturas en el cuerpo. Consúltese Astarita *et al.*, 2000 y Carlomagno, 2006 para mayor referencia sobre la técnica termográfica IR.

En este estudio tenemos velocidades extremadamente bajas y lo que se pretende observar es un fluido dentro de una cavidad, no un cuerpo sólido sujeto a un flujo externo. Es decir, para la visualización termográfica de un fluido en movimiento se requiere que el fluido posea una alta emisividad (como lo es el vapor de agua o el dióxido de carbono) y una ventana transparente a la radiación infrarroja, o que una pared con alta emisividad y baja conductividad térmica de manera que el fluido “imprima” su temperatura en la pared. En el presente estudio seguimos la segunda configuración.

Se puede decir que resulta más sencillo realizar estudios de termografía infrarroja en cuerpos sujetos a flujos externos debido a que los cuerpos sólidos (y cubiertos de pintura negra) poseen mayor emisividad en relación con los fluidos y no se requiere de “ventanas” infrarrojas debido a que el mismo fluido de trabajo, aire en la mayoría de los trabajos, no es opaco a la radiación infrarroja. La cámara térmica de FLIR systems modelo ThermaCAM P40 empleada en este trabajo para la medición de temperaturas tiene las siguientes especificaciones técnicas como se muestra en la tabla 6:

Tabla 6. Parámetros de la cámara térmica infrarroja. FLIR systems

Campo de visión /distancia mínima de enfoque	24 x 18°/0.3 m
Resolución espacial	1.3 mrad
Sensibilidad térmica a +30 °C	0.08 °C
Frecuencia de imagen	50/60 Hz
Función de zoom electrónico	2x y 4x (interpolado)
Enfoque	Automático o manual
Mejora digital de imágenes	Reducción de ruido digital adaptable

Detector

Tipo	Matriz de plano focal (FPA), microbolómetro no refrigerado
Rango espectral	7.5 – 13 μm

Rangos de temperatura

Rango de temperatura estándar	-40 / +120 °C 0/500 °C
Rango de temperatura opcional	Hasta 1,000/1,500/2,000 °C
Precisión	±2 °C o ±2% de la lectura

Para las pruebas de la medición de los campos de temperatura con agua como fluido de trabajo, se empleó una cavidad cuyas paredes laterales y trasera eran acrílico comercial mientras que la pared frontal estaba constituida por una lámina de acero 1010 AISI, rolando en frío, con un espesor de 51 micras y bajo en carbono, cubierta de pintura negra como se muestra en la figura 15. La idea de este diseño fue sugerida por el Prof. Carlomagno (comunicación personal), y aunque la hoja de acero utilizada no fue específicamente tal cual lo sugirió el Prof. Carlomagno, las características importantes del material son su reducido espesor y relativa baja conductividad térmica. La

importancia de un espesor del orden de micras es más relevante en estudios donde se requiere cuantificar el campo de temperaturas, debido a que la inercia térmica de la pared frontal influye en las termografías. En este trabajo, nos limitamos a la descripción cualitativa de las temperaturas en la cavidad.

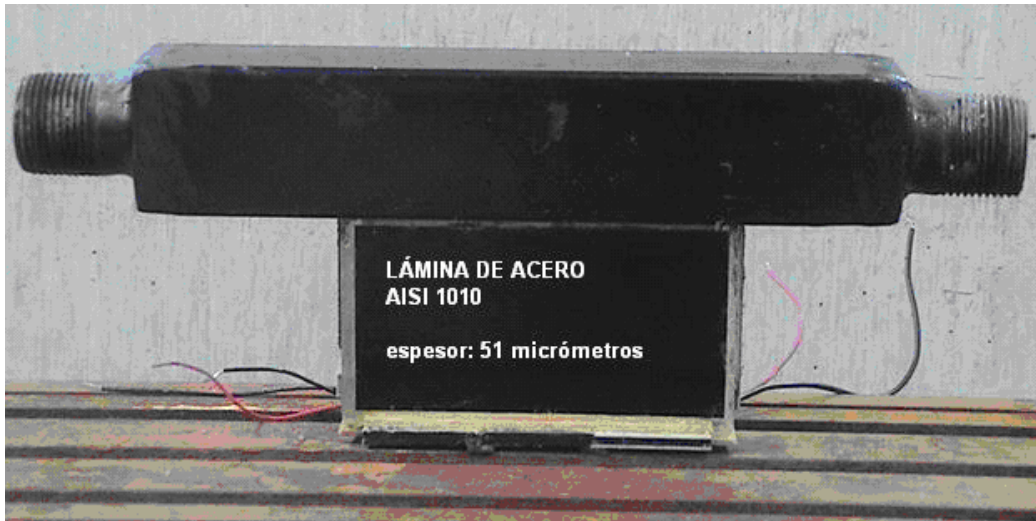


Figura 15. Cavidad para la toma de temperaturas con cámara termográfica infrarroja.

Es importante mencionar que la superficie de los TECs no estuvo en contacto con la hoja de acero, para obligar a que el calor fluyera a través del fluido y no de la pared. Para este propósito, se utilizó madera balsa de 3 mm de espesor como resistencia térmica entre el TEC y la hoja de acero.

Para el estudio del campo de temperaturas con glicerina, se utilizó el mismo acrílico en la pared frontal sin pintura negra. Esto tiene dos ventajas. En primer lugar se puede utilizar exactamente la misma cavidad para realizar mediciones de velocidad, ya sea con PIV o LDA y temperatura, lo cual ahorra mucho tiempo de preparación de las cavidades. Por otra parte, siendo el acrílico un material con menor conductividad térmica en comparación con la hoja de acero, la definición de los colores en las termografías es mayor, ya que no se difunde tan rápido el calor como ocurriría en el acero. Además, el acrílico aísla de manera más efectiva el fluido de trabajo de los alrededores impidiendo interacciones de calor que alteren el campo de temperaturas dentro de la cavidad. La figura 16 muestra la cámara termográfica IR que se empleó en el laboratorio de Termofluidos para la obtención de los campos de temperatura.



Figura 16. Cámara Termográfica Infrarroja de FLIR Systems™

3. RESULTADOS

3.1 PIV

Las dimensiones de la cavidad se muestran en la figura 17 y son las mismas para ambas cavidades: con glicerina y con agua.

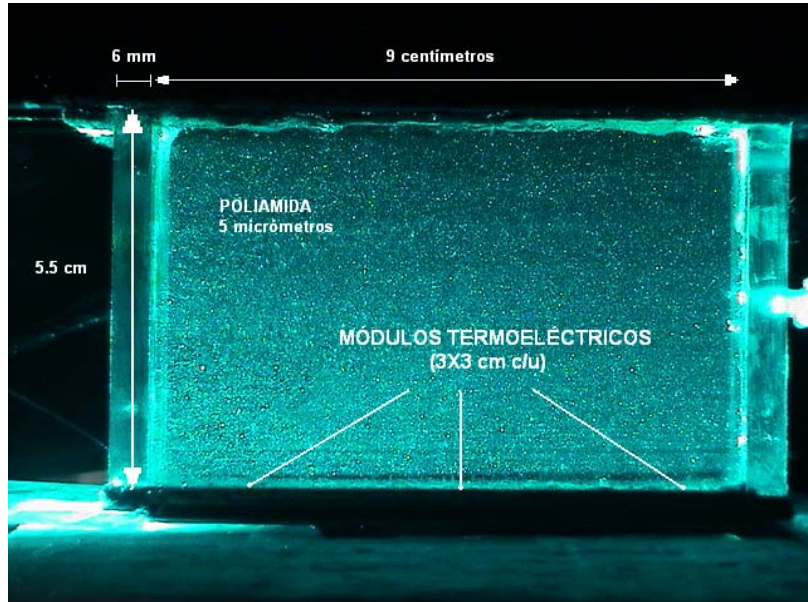


Figura 17. Fotografía de la cavidad con glicerina utilizando poliamida como trazador. Resolución en pixeles: 640x480.

La cavidad con agua y poliamida se muestra en la figura 18. Se puede observar que la cavidad con agua posee muchos más defectos en el diseño que la cavidad con glicerina (figura 17). Esto se debe a que las primeras pruebas se hicieron con una cavidad con agua y poliamida. Sin embargo, como se pudo comprobar, la poliamida es más densa que el agua y tiende a decantarse, aunque no rápidamente. La combinación glicerina-poliamida probó tener una relación de densidades muy cercana a la unidad.

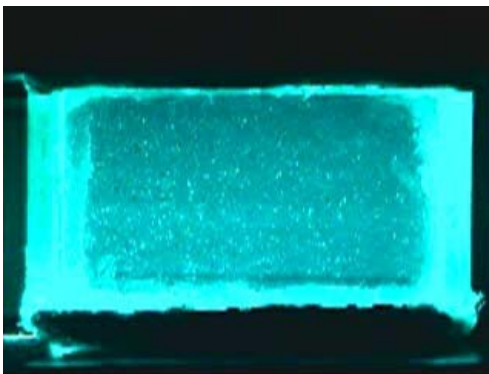


Figura 18. Fotografía de la cavidad con agua utilizando poliamida como trazador, procesada por Windows Movie Maker™. Resolución en pixeles: 320x240

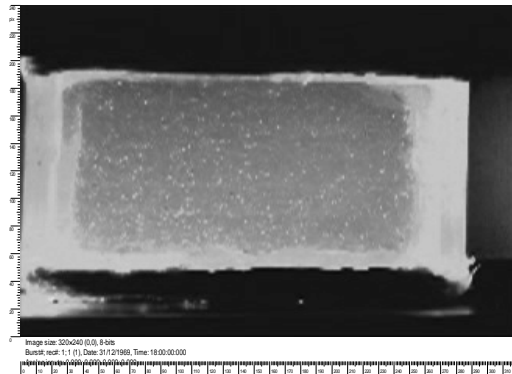


Figura 19. Fotografía de la cavidad con agua y poliamida procesada por FlowManager.

Las figuras 19 y 20 muestran un mapa de píxeles de 320 x 240 mientras que la fig. 21 es un mapa de 1008 x 1016 píxeles. Las figuras 19, 20 y 21 son imágenes procesadas por el software FlowMap®, y son con las cuales trabaja el algoritmo numérico para establecer los campos vectoriales de velocidad. Es evidente que la calidad de la imagen afecta absolutamente el resultado final como se verá después. Hemos colocado la figura 21 como muestra de la diferencia existente entre un PIV de alta definición, con los parámetros ópticos de la cámara sincronizados con los del software y el PIV utilizado en este estudio con las herramientas a disposición del Depto. de Termoenergía.

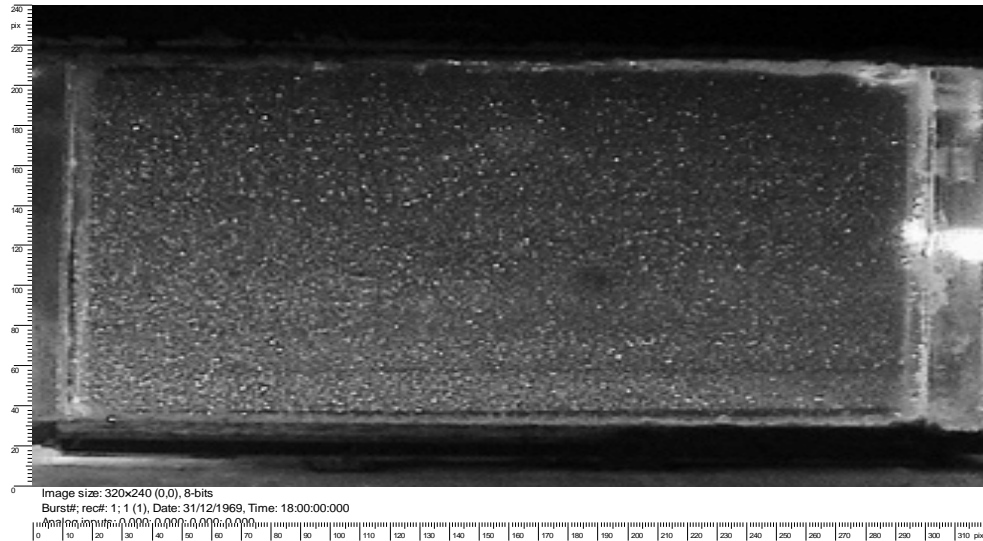


Figura 20. Fotografía de la cavidad con glicerina y poliamida procesada por FlowMap™

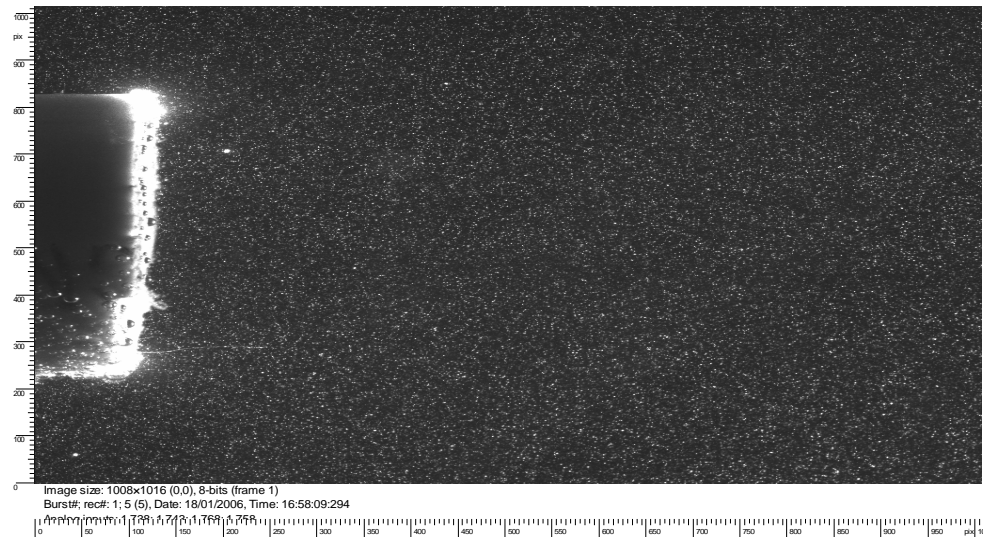


Figura 21. Fotografía de un chorro libre procesada por FlowMap™. Resolución: 1016x1080

3.1.1 Cavidad con agua-poliamida

Para el caso del agua solamente se presenta un caso (011) con el objetivo de mostrar que la técnica de PIV con las condiciones ópticas y defectos de la cavidad no puede aplicarse exitosamente. Las condiciones ópticas se refieren principalmente a la resolución de la cámara. El video posee una resolución de 320 x 240 píxeles, lo cual para los estándares óptico-digitales no es una alta resolución. El video debe ser procesado con un software encargado de desglosar el video en fotografías. Estas fotografías se llevaron al FlowManager para que cada par fuera procesado por la señal de PIV.

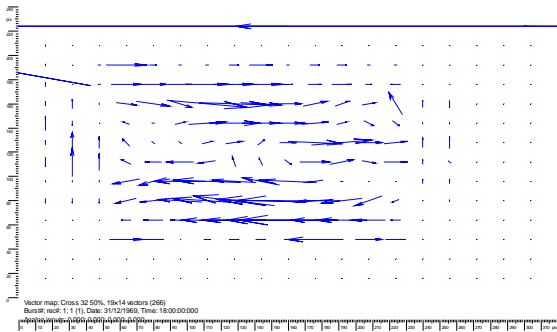


Figura 22. Campo vectorial de posición obtenidos por correlación cruzada.

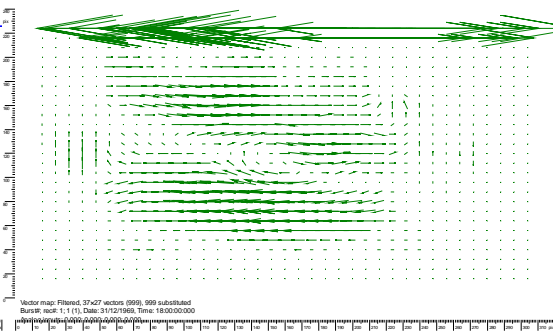


Figura 23. Campo vectorial de posición después de filtro promedio.

La razón por la cual comentamos esto es que en los sistemas de PIV integrados tanto las cámaras como el software se encuentran configurados de manera correcta; es decir que, los parámetros ópticos de las cámaras: resolución y zoom, están incorporados en el software por lo cual no se hace ninguna conversión en la relación de tamaño de imágenes.



Figura 24. Líneas de corriente

La figura 22 muestra los campos de vectores de posición después de que FlowManager realizó una correlación cruzada entre los puntos que conformaban un par de fotografías. Como es posible notar, el campo vectorial es apenas reconocible como campo de velocidades: existen espacios de la cavidad (extreme derecho) donde el software no fue capaz de procesar información y otorgó valor cero a esos vectores. Existen otros tipos

de correlación que el software puede realizar, sin embargo, la correlación cruzada es estándar para este tipo de estudio (régimen permanente).

La figura 23 muestra el mismo campo vectorial sometido a un filtrado promedio, donde cada uno de los vectores en el campo es promediado con los vectores inmediatamente contiguos, de manera que se eliminan muchos vectores producidos por “ruido” en el procesamiento de la toma de fotografías y correlación. En la parte superior de la figura 23 es posible observar vectores en dirección horizontal producto de los defectos de la cavidad (silicón en la pared trasera) y defectos de la fotografía en gris del FlowManager (figura 19).

Por último como parte de los resultados en la medición de velocidad se muestran las líneas de corriente a partir de los vectores de posición mostrados en la figura 24. Las líneas de corriente son extensamente utilizadas en Mecánica de Fluidos para la descripción de flujos. La causa es la pérdida de información que existe durante el procesamiento digital de imágenes.

El uso del software para la manipulación del video (Windows Movie Maker TM) conduce a pérdidas de información en forma de resolución debido a que la computadora donde se lleva a cabo este desglose de video en fotos emplea una tarjeta de video de baja capacidad. Una tarjeta de 256 MB, que es la estándar en las nuevas computadoras portátiles, permite procesar el video sin pérdida de resolución en el traspaso de formatos.

3.1.2 Cavidad con glicerina-poliamida

A continuación mostraremos los resultados en la medición de campos de velocidad en la cavidad con glicerina y partículas de poliamida. El proceso de obtención de los campos de vectores de posición utilizando técnica de PIV es el siguiente:

Una vez abierto el FlowManager, se importa una secuencia (dos o más) de fotografías desde la memoria de la cámara de video o desde algún archivo en la computadora. El programa procesa la imagen y abre su versión de imagen tal y como se muestra en las figuras. Nótese que hay dos ejes coordenados en el extremo izquierdo e inferior en estas imágenes. Ambos ejes contienen el número de píxeles que existen en la imagen: 320 horizontal y 240 vertical. Esta matriz de píxeles se mantiene en todo el estudio, pero puede modificarse configurando el FlowManager. Esta matriz define el campo de visión que toma FlowManager de la imagen digital que produce la cámara, *independientemente* del campo de visión de la cámara en el momento de la fotografía.

De esta manera, si la imagen digital posee un campo de visión conformado por 320 x 240 píxeles, FlowManager procesa una imagen de 320 x 240 píxeles como lo es la fig., es decir, no hay pérdida en el campo de visión. Por otra parte, si la imagen digital de la cámara tiene 640 x 480 píxeles (fig. 20), FlowManager tomará un rectángulo en el centro de esa imagen con una medida de 320 x 240 píxeles; es decir, se reduce el campo de visión a la mitad desde la imagen digital hasta la imagen procesada por FlowManager. Lo anterior es con respecto al campo de visión entre imagen digital y de FlowManager. Sin embargo, la imagen original y la digital no son, en general, las

mismas debido al zoom que posee la cámara. Por lo tanto, es necesario saber en la imagen digital la escala que posee con respecto al objeto real.

En la mayoría de los casos esto se hizo tomando el espesor de alguna de las paredes laterales de acrílico. Este espesor es igual a 6 mm en todos los casos, entonces en las imágenes digitales se contaba con una guía para encontrar el escalamiento, solo había que contar en la imagen digital cuántos píxeles constituían esos 6 mm. Una vez que se conocía ese cociente, se contaban los píxeles por milímetro en la imagen procesada por FlowMaster. Debido a que los milímetros por píxel en las imágenes procesadas por FlowMaster no varían, ya que el software tiene incorporado ese campo de visión (320 x 240), la reducción del campo está dada por el cociente entre estas dos relaciones: los milímetros/píxel de la imagen digital con los milímetros/píxel de la imagen procesada. Reiteramos que todo este cálculo sería innecesario si tanto cámara como software compartieran un mismo estado de parámetros.

Como segundo paso, si en la imagen del FlowManager llegaran a existir regiones que no sean parte del estudio como son las paredes u objetos ajenos al flujo, se debe aplicar una *máscara* sobre la imagen, que consiste en la introducción de elementos gráficos que oculten los defectos de la imagen o los objetos que no son de interés en el estudio. Básicamente, la máscara oculta cualquier zona de la imagen del FlowManager que no sea el fluido con las partículas trazadoras. Estas nuevas fotografías *enmascaradas* son las imágenes que el FlowManager procesará.

A continuación, a cada par de imágenes se les hace una correlación. Este paso es el fundamento de la técnica de PIV y consiste en seccionar cada imagen en elementos muy pequeños, llamados zonas de interrogación o *tiles* en inglés. Dentro de estos elementos pequeños de imagen quedarán, si el sembrado es adecuado, partículas fácilmente distinguibles donde un algoritmo numérico se encarga de “seguir” una misma partícula en las dos imágenes que conforman el par de imágenes. Esto es para cada una de las partículas o si son demasiadas partículas por sección, el algoritmo toma pequeños grupos de partículas. Por supuesto, la concentración de partículas trazadoras influye en los resultados del PIV. Si se conoce el tiempo que existe entre imágenes y se establece un marco de referencia donde se pueda conocer las distancias recorridas por la partícula, se puede estimar la velocidad suponiendo que la aceleración de la partícula es despreciable para los tamaños de las secciones en las que se dividió la imagen completa.

Una vez hecha la correlación, se obtiene un campo de vectores como los que se observan en la fig. (25), (28), (33) y (37) según el cual se observa la dirección y magnitud de la velocidad cualitativamente. La gran ventaja del PIV es que se obtiene una idea de cómo fluye el fluido dentro de toda la cavidad en relativamente poco tiempo; es una técnica de mapeo de velocidades al contrario del LDA, cuyos resultados son velocidades puntuales. Las figuras (26), (29), (34) y (38) son los campos vectoriales de posición para cada uno de los casos del presente estudio que han sido sometidos a un filtro promedio.

El proceso de filtrado consiste básicamente en tomar cada uno de los vectores en el campo y promediarlos con respecto a los vectores inmediatamente contiguos, de manera que se “suavizan” los vectores que pudieran ser producto de una máscara inadecuada, aberración óptica en la imagen original o una pobre resolución.

Finalmente para los propósitos de este estudio, las líneas de corriente, (figuras (27), (30), (31), (32), (35), (36), (39), (40) y (41)) se forman directamente del campo de vectores filtrado. Cualquier error en los anteriores pasos se presentará sin atenuación e incluso se agregarán otros si la resolución es pobre, si el flujo estuvo fuera de foco o los vectores son insuficientes en el campo de medición. Como paso siguiente vendría, el esquema de los perfiles de velocidad en algunas zonas de interés del campo, campos de vorticidad, etc. Sin embargo, estos resultados pertenecerían a un estudio más profundo como puede ser la validación de modelos numéricos, detalles específicos del flujo, etc.

Caso 010

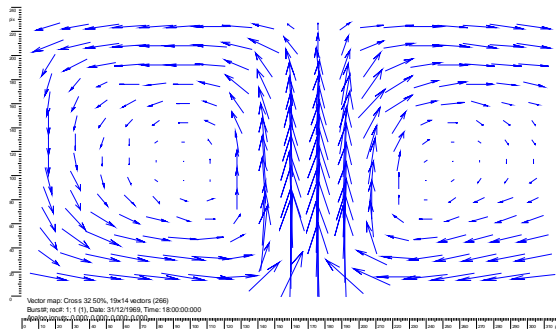


Figura 25. Campo vectorial de posición obtenidos por correlación cruzada

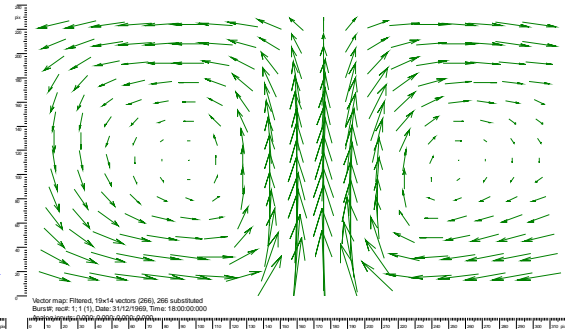


Figura 26. Campo vectorial de posición después de filtro promedio.

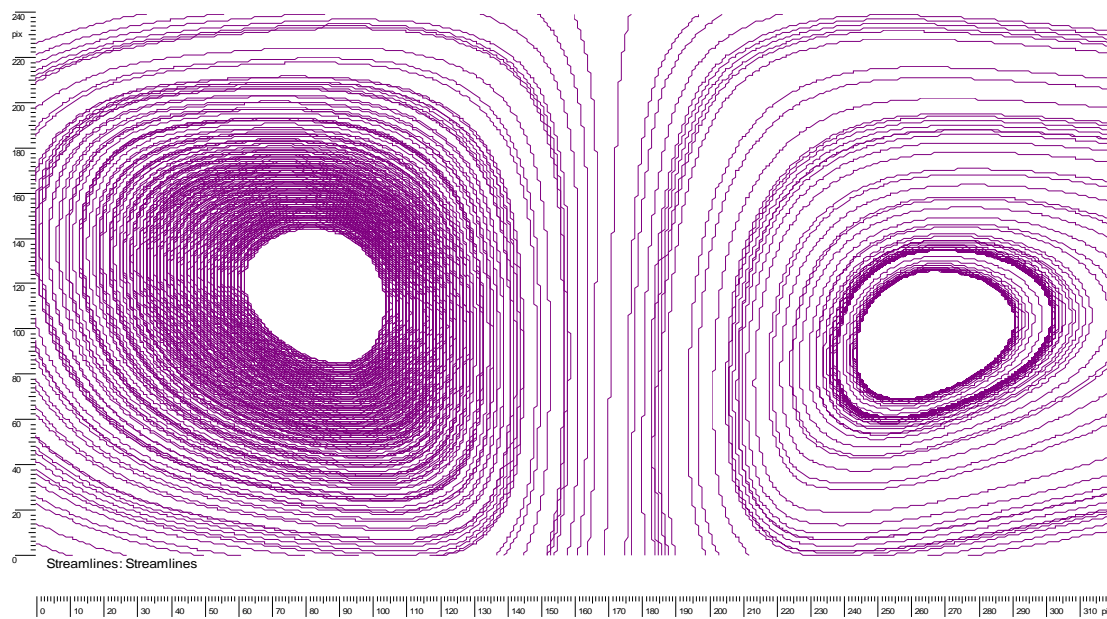


Figura 27. Líneas de corriente. Reducción de campo = 1.5625. Resolución: 10 pix = 2 mm.

El caso 010 está descrito en las figuras (25), (26) y (27). Es un caso importante aunque parezca simple debido a que se puede corroborar incluso intuitivamente. Una fuente de calor en el centro de la pared inferior obliga al fluido levantarse en una pluma térmica siendo reemplazado ese fluido caliente por fluido más frío que llega desde los costados formando así dos vórtices que serían simétricos en condiciones perfectas. La figura 27 muestra los dos vórtices donde los centros de cada uno de ellos no se encuentran a la misma altura. Nótese en las líneas de corriente, el vórtice del lado izquierdo tiene una mejor definición alrededor del centro que el vórtice del lado derecho. Pensamos que se

debe a una pérdida de información debido a una baja resolución en la captura óptica o digital del flujo. El FlowManager debe interpolar entre los vectores para poder producir las líneas de corriente, de manera que si no existen vectores lo suficientemente bien definidos, el FlowManager no logra establecer las líneas de corriente como se puede ver en el caso del agua (fig. (24)), donde no obstante claramente se observan vectores en el campo de pixeles (figs (22) y (23)), sin embargo no logran formarse líneas de corriente ya que no se pueden definir correctamente. Así, no solo es necesario tener vectores de buen tamaño y apartar aquellos producidos por el ruido con el uso de las máscaras, sino que deben ser coherentes con el flujo que se quiere medir.

Caso 100

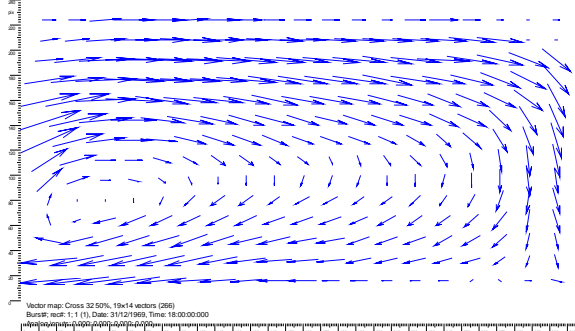


Figura 28. Campo vectorial de posición obtenidos por correlación cruzada

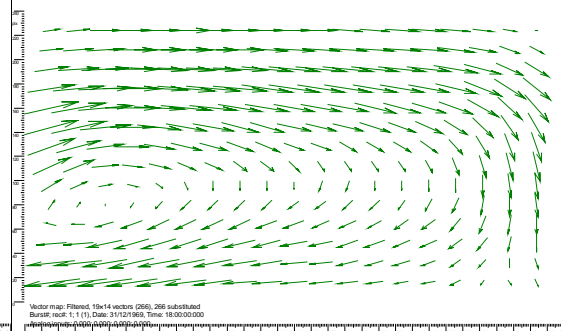


Figura 29. Campo vectorial de posición después de filtro promedio.

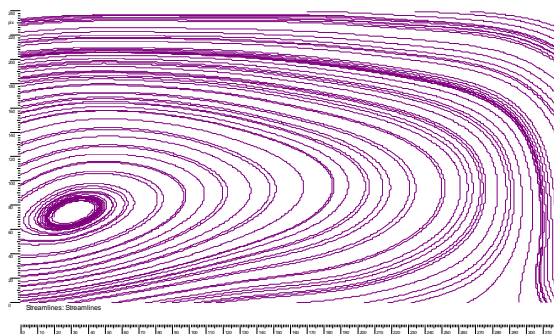


Figura 30. Líneas de corriente. Centro de cavidad. Reducción de campo = 1.5625. Resolución: 10 pix = 2 mm.

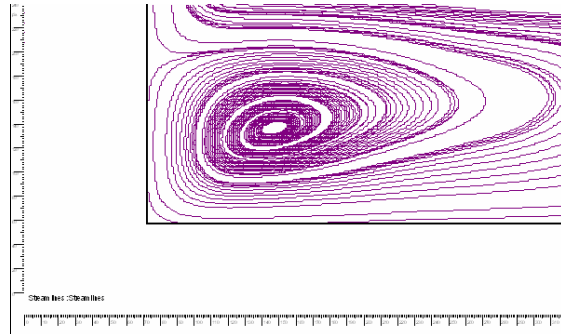


Figura 31. Líneas de corriente. Pared izquierda, esquina inferior. Resolución: 10 pixeles = 3 mm.

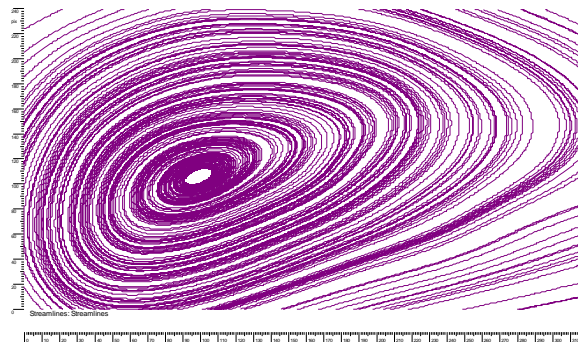


Figura 32. Líneas de corriente. Zoom esquina inferior izquierda. 10 pix = 1.25 mm

El caso 100 se daba cuando el TEC de algún extremo, pensando que hay simetría no interesa qué extremo se tome, disipaba calor mientras los demás se encontraban apagados. Se esperaba que cerca del TEC se formara una corriente que llevara al fluido

hacia las regiones más frías de la cavidad (arriba y a la derecha, en este caso). Las figs. (28) y (29) confirman esa tendencia, formando un vórtice encima del TEC encendido. Las figuras (31) y (32) son las líneas de corriente del vórtice tomado con un aumento en el zoom, mostrando los límites de la cavidad y el acercamiento al centro del vórtice. Nótese que se trata de un solo vórtice que intenta abarcar el mayor espacio posible hacia la derecha, limitado solamente por las paredes laterales.

Caso 011

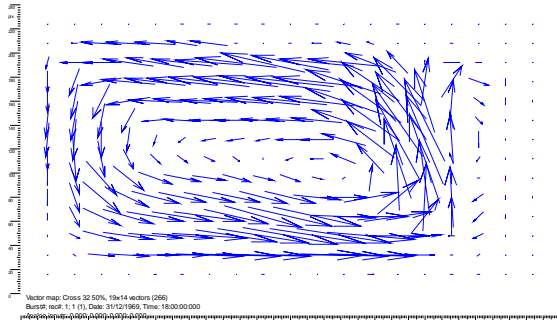


Figura 33. Campo vectorial de posición obtenidos por correlación cruzada

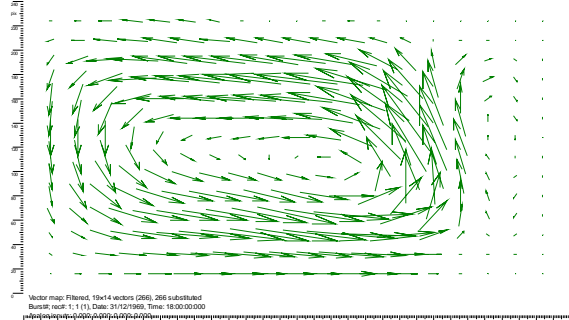


Figura 34. Campo vectorial de posición después de filtro promedio.

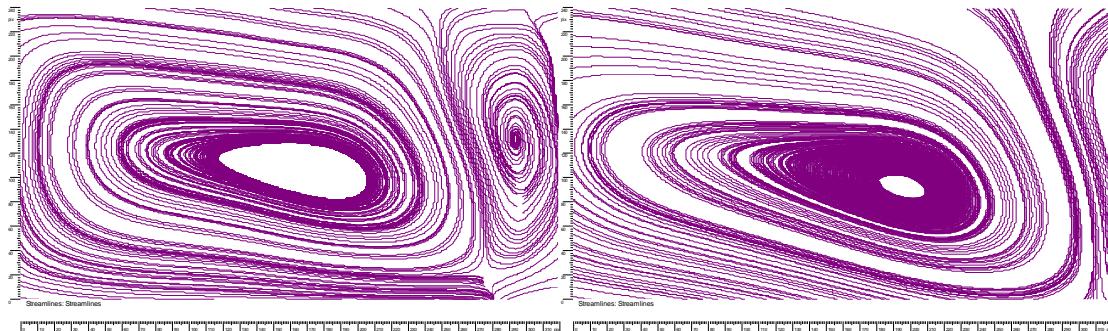


Figura 35. Líneas de corriente.
Reducción de campo = 1.1
Resolución: 10 pixeles = 3 mm

Figura 36. Líneas de corriente.
Reducción de campo = 1.5625
Resolución: 10 pixeles = 2 mm

Para el caso 011, se podría esperar un comportamiento del campo similar al del caso 100 pero magnificado. En cierto sentido es así, con un vórtice oblongo que encima del TEC central, sin embargo, aparece un vórtice de menores dimensiones que se “acomoda” entre la pared lateral y el extremo del vórtice mayor, figura (35). Se debe recordar que las paredes laterales son pobres conductoras de calor, por lo tanto, la transferencia de calor entre el vórtice y el exterior es poca. Así, el fluido caliente que asciende desde los 2 TECs encendidos busca la región fría (pared superior) y se divide en dos trayectorias provocadas por el mismo obstáculo que es la pared superior: una que conforma la periferia del vórtice mayor y la segunda que va hacia la derecha bajando por la pared lateral hasta los TECs. La figura (36) es un acercamiento al centro del vórtice, mostrando en el extremo derecho la pluma que se desprende justamente en la unión de los dos TECs encendidos ya que es la región más caliente en la cavidad.

Caso 101

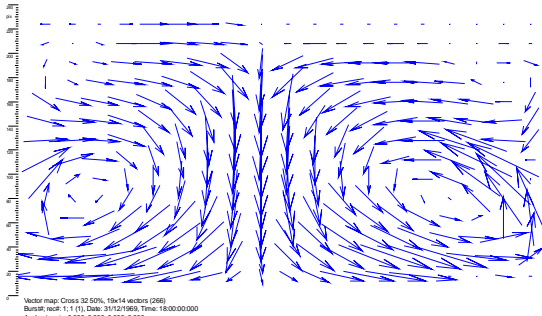


Figura 37. Campo vectorial de posición obtenidos por correlación cruzada

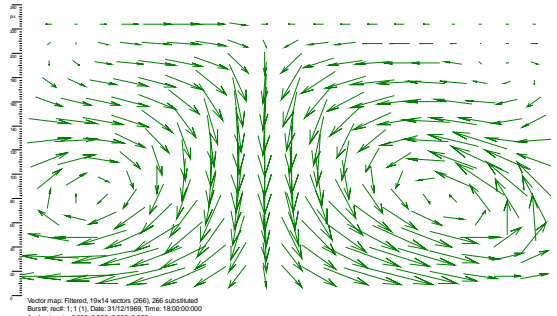


Figura 38. Campo vectorial de posición después de filtro promedio.

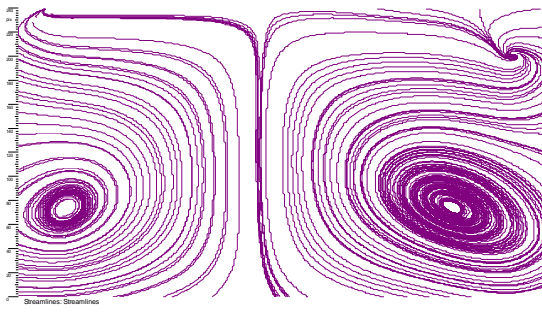


Figura 39. Líneas de corriente.
Reducción del campo de visión: 1.3
Resolución: 10 pix = 2.4 mm

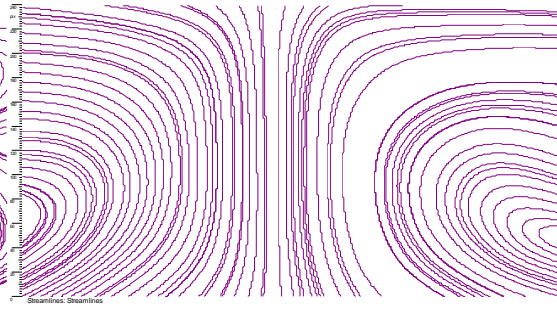


Figura 40. Líneas de corriente.
Reducción de campo = 1.82.
Resolución: 10 pixeles = 1.7 mm.

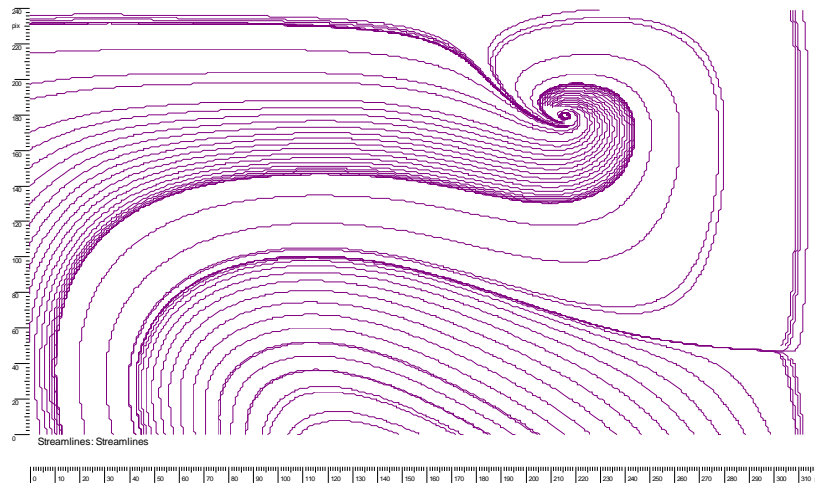


Figura 41. Líneas de corriente. Zoom esquina superior derecha.
Reducción del campo de visión: 2.28
Resolución: 10 pixeles = 1.3 mm

El caso 101 probablemente resultó ser el caso más interesante de todos debido a que se encontraron resultados que no se esperaban, aunque sobra decir que anticiparse a lo que va a ocurrir físicamente en un fenómeno como lo es la convección natural, es poco menos que imposible. Intuitivamente se podría esperar dos plumas ascendiendo por las paredes laterales y descendiendo por el único espacio frío que resta en la cavidad, el centro. En general, esta descripción es acertada como se observa en una primera imagen

de las líneas de corriente (fig (40)). Sin embargo, se nota en la figura (39) que las plumas térmicas de los costados, se desvían antes de llegar a la pared superior yéndose hacia el centro sin interactuar directamente con el reservorio frío. Esto indicaba que existe una corriente descendente en los extremos superiores de la cavidad que obligan a que el flujo ascendente “corte camino” hacia el centro. Para investigar cualitativamente lo que ocurría en extremo superior derecho se hizo un acercamiento con la cámara digital y se obtuvo la figura (41).

Aquí cabe comentar algunos puntos. En primer lugar, a diferencia del caso 010, donde la pluma térmica parte del centro y se extiende hacia los extremos formando una estructura vortical asemejando circunferencias casi perfectas, en el caso 101 los vórtices son oblicuos, lo cual implica, como se dijo que existe otra corriente que los empuja hacia abajo desde las esquinas superiores. De las grandes ventajas que ofrece el PIV es que se pueden estudiar regiones de interés particular en el campo de flujo con solo cotejar los primeros resultados. Esto hubiera sido imposible utilizando técnicas de medición de velocidad puntual como anemometría de hilo caliente o láser doppler.

El flujo en las esquinas superiores describe dos pequeños vórtices formados debido a que el fluido caliente que asciende no logra abarcar la totalidad de la cavidad, y es sustituido por fluido frío cercano a la pared superior que sin embargo no desciende hasta los TECs, sino que regresa al vórtice pequeño arrastrado por la periferia del vórtice mayor. El vórtice menor tiene un giro en sentido horario, mientras que el mayor gira en sentido antihorario. La figura 41 muestra un acercamiento a la esquina superior derecha de la cavidad, donde el vórtice secundario se desarrolla. Suponiendo que hay un sembrado adecuado, y que no hay pérdidas de información en el procesamiento de las imágenes, se detectan dos zonas claramente distinguibles: donde hay líneas de corriente y donde no las hay. El gradiente que existe entre las líneas de corriente es la definición de la velocidad, de manera que donde las líneas se acercan más unas a otras el fluido posee una mayor velocidad o se acelera.

Por el contrario, en zonas donde las líneas de corriente se encuentran distantes unas de otras, el flujo es lento. Entonces, la figura (41) establece que las zonas donde el flujo es más rápido están cerca del centro del vórtice secundario en comparación con el flujo que se encuentra más cercano a la pared lateral derecha y que se encuentra directamente con el vórtice primario al descender. Nótese que existe una gran definición en el límite entre esta zona rápida y zona lenta, mucho más evidente en el límite del vórtice mayor, ya que la zona de flujo lento lo bordea en su periferia. Esto hablaría de que existen canales bien definidos de velocidad dentro del mismo flujo cuyo intercambio de cantidad de movimiento es casi nulo, producido por la alta viscosidad del fluido. Si esto es cierto, habría de ser probado cuantitativamente y con suficientes muestras en varios regímenes de flujo; sin embargo, abre un campo de estudio en el enfriamiento de los dispositivos electrónicos para la configuración de cavidades óptimas para la máxima disipación de calor.

3.2 LDA

A continuación, se presentan los resultados del uso del anemómetro Láser Doppler (LDA, por sus siglas en inglés: Laser Doppler Anemometer) en la cavidad que contenía glicerina y poliamida con diámetro de 5 micrómetros como partícula trazadora.

La figura 42 muestra los valores promedio y desviación estándar que arrojó el software del LDA para el caso 010 con un flujo de calor $Q = 3.822 \text{ W}$, es decir, $Ra \sim 3.5 \times 10^5$.

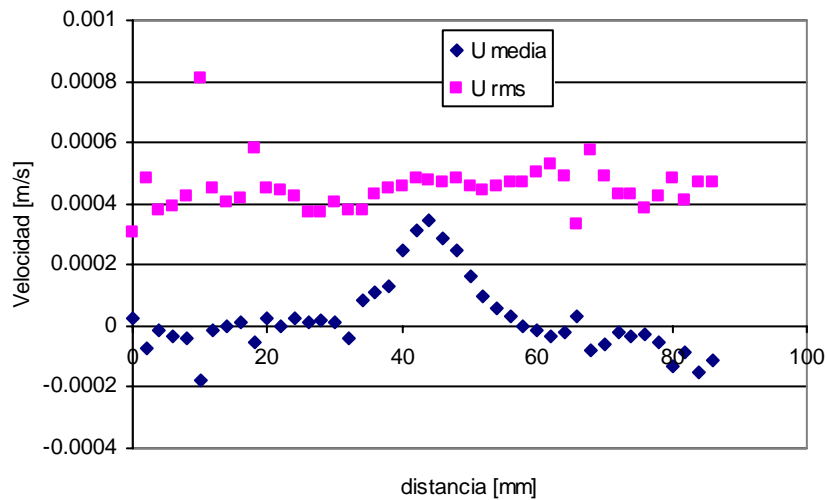


Figura 42. Promedio y valor medio cuadrático de la velocidad a lo largo del eje horizontal de la cavidad.

La distribución de la velocidad media a lo largo de la cavidad sugiere un incremento en la sección media, que es donde se produce la pluma térmica, mientras que en los extremos, cerca de las paredes laterales, los valores de la velocidad media son negativos, ya que el fluido desciende. Sin embargo, la media cuadrática de la velocidad (*rms*: root mean square) posee valores mayores a los de la velocidad promedio. La media cuadrática es la medida del alejamiento de la media que hay en la muestra para cada punto; es decir, cuantifica la diferencia que hay entre valores de velocidad en una misma muestra; es una estimación de incertidumbre. De tal manera, que para el presente estudio, los valores de U_{rms} son aproximadamente el doble de la velocidad media.

Existen varias hipótesis para explicar la tendencia de estos valores. Primero, nótese que los valores de U_{rms} muestran una distribución horizontal casi constante en comparación con la distribución de la velocidad promedio U_{media} . Así, la media cuadrática parece ser independiente de los valores de la velocidad, es decir, a medida que aumenta la velocidad cerca del centro, las muestras tienen la misma incertidumbre que las muestras de la velocidad cercana a las paredes. Esto probaría que no se trata de un efecto producido por turbulencia, en el remoto caso que existiera en el flujo para los números de Rayleigh con los que se trabaja. Si así lo fuera, un incremento en la velocidad del flujo base produciría mayor turbulencia que en zonas de flujo lento, por lo que la media cuadrática tendería a aumentar.

De hecho, es posible ver que es cerca de las paredes donde las medias cuadráticas fluctúan más entre punto y punto. Este resultado cualitativo nos conduce a la hipótesis de que no es turbulencia lo que provoca altos valores de U_{rms} , sino que, a tan bajas velocidades, el algoritmo utilizado para la conversión de señal eléctrica producida por el fotomultiplicador no logra transformar a valores de velocidad con la precisión requerida.

Véase la segunda fila de la tabla 5. El ancho de banda es de 0.08 m/s y es el mínimo valor que permite el software para esa frecuencia central de 0 m/s. Con estos valores de parámetros, se admiten todas las señales que transformadas se encuentren dentro de -0.04 y 0.04 m/s, es decir 40 mm/s en ambas direcciones. Sin embargo, los valores que se requieren medir están dentro del orden de las décimas de milímetro por segundo, lo cual significa 3 órdenes de magnitud inferior al ancho de banda. Incluso, si se aumentaba el ancho de banda, aumentaba correspondientemente la U_{rms} . De cualquier manera no deja de ser curioso que, aún con valores tan altos de incertidumbre, se logre detectar una distribución horizontal de acuerdo con la realidad.

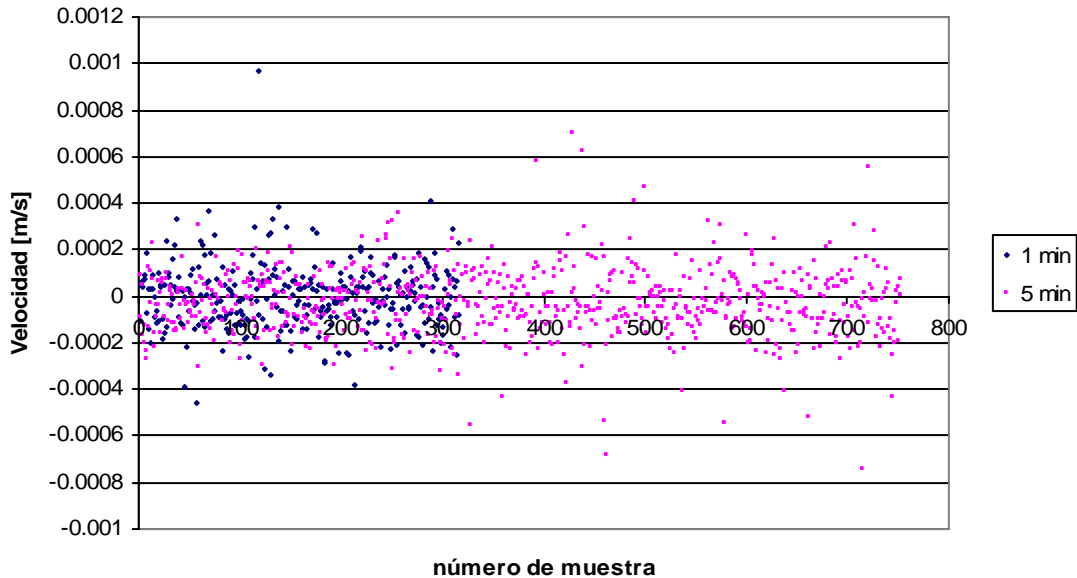


Figura 43. Velocidades puntuales en un muestreo de uno y cinco minutos

De forma más contundente se muestra en la figura 43 el problema presentado en la medición de velocidades. Ubicado en un mismo punto el volumen de medición, se tomaron las velocidades para dos distintos periodos de muestreo, uno y cinco minutos. Como es obvio, en un mayor tiempo de muestreo, el LDA recoge mayor número de muestras como se ve en la fig. Sin embargo un mayor tiempo de muestreo no ofrece mediciones de velocidad más precisas. Recordemos que se trata de un régimen permanente, por lo que no tendrían que existir tan grandes variaciones de la velocidad entre muestras, a menos que existiera un nivel considerable de turbulencia en el sistema. Nótese que existen muestras cuyas velocidades son 5 o más veces mayor que el conglomerado de datos cerca del eje horizontal, y no solo eso, sino que en varios casos, la dirección de la velocidad cambia de signo entre muestras contiguas. Para los números de Rayleigh bajos que tenemos en la cavidad con glicerina, esto es imposible.

3.3 Termografía infrarroja

3.3.1 Cavidad con agua

Plano óptico: **Pared frontal**

Material de la pared frontal: **Lámina de acero AISI 1010, rolado en frío, 51 micras de espesor.**

Número de Rayleigh: **1×10^8**

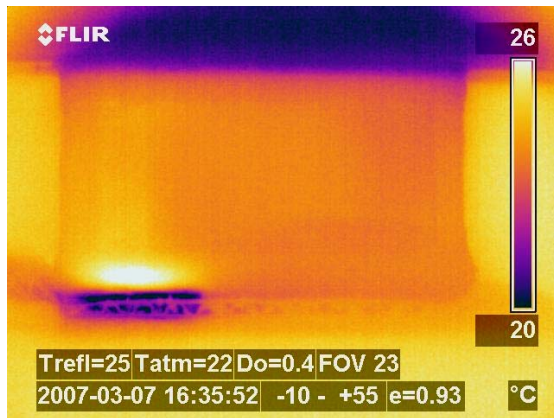


Figura 44. Caso **100**, $q = 0.1 \text{ W/cm}^2$.

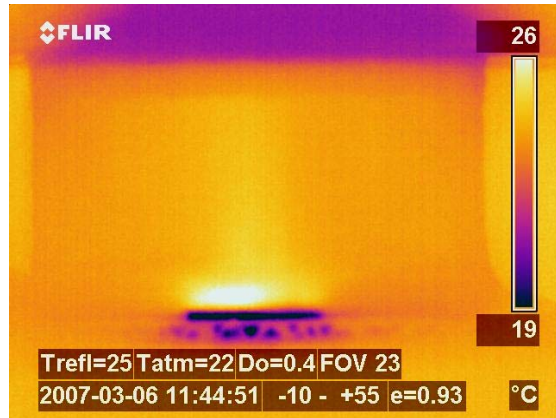


Figura 45. Caso **010**, $q = 0.1 \text{ W/cm}^2$.

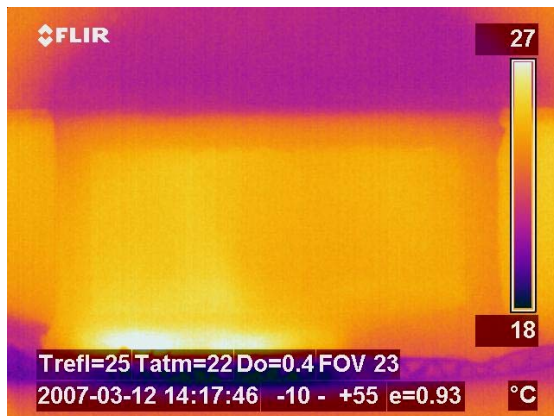


Figura 46. Caso **110**, $q = 0.1 \text{ W/cm}^2$.

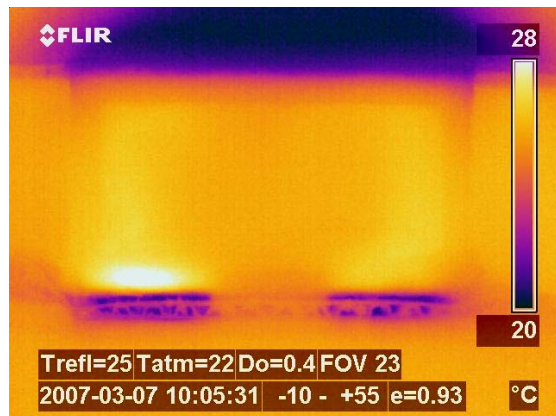


Figura 47. Caso **101**, $q = 0.1 \text{ W/cm}^2$.

Las termografías de la cavidad sujeta a los cuatro casos de calentamiento discreto planteados a lo largo del estudio se muestran en las figuras (44-47). Cada una de las termografías se tomó entre 12 y 24 horas después de que se suministrara corriente a los TECs y se echara a andar el baño térmico. Así, se puede suponer estado permanente para el sistema. A pesar de las variaciones cromáticas entre figura y figura, el gradiente de temperaturas permanece casi constante, siendo 1 °C/cm mayor el gradiente para el caso donde hay dos TECs encendidos. Se debe recordar que esta es una descripción cualitativa del fenómeno, por lo que aunque las tendencias de temperatura parecen conservarse, la precisión numérica en los valores debe revisarse numéricamente. Por ejemplo, la temperatura de la pared superior (región oscura en la parte superior de las figuras) debe ser en todos los casos de 20 °C . A partir de allí, se debe de escalar los demás valores de temperatura para poder presentar una matriz de información correctamente calibrada. Esto debe ser parte de estudios posteriores.

En la parte inferior de las termografías se registran regiones de baja temperatura producidas por el efecto termoeléctrico entre las caras de los módulos. Los gradientes de temperatura entre la pared inferior y superior son menores a los gradientes encontrados en la cavidad con glicerina debido a que la convección es más poderosa en agua que en glicerina para el mismo flujo de calor. El objetivo de la convección es reducir el gradiente (llevar hacia el equilibrio) del sistema de una manera más rápida que haciéndolo con base en difusión pura de calor. Es claro que para un mismo flujo de calor y un medio sólido dentro de la cavidad la diferencia de temperaturas sería mucho mayor ya que la difusión de calor logra disminuir el gradiente con mucha menor rapidez y efectividad, que con el movimiento del fluido.

Una de las desventajas de esta técnica es que no nos permite saber las temperaturas del campo para distintas profundidades, sino solamente en su cara frontal. Además, siendo el gradiente de temperatura pequeño y encontrándose la temperatura global del sistema cerca a la del medio ambiente como puede percibirse en los costados de las fotografías (fuera de la cavidad), no existe mucho contraste cromático que posibilite una descripción más precisa.

Espacialmente, mediante la visualización no se pueden establecer resultados concluyentes debido a que deben ser los valores de temperatura los que nos indiquen qué configuración produce un campo de temperaturas más homogéneo. En circuitos electrónicos se espera que el enfriamiento logre mantener a temperaturas adecuadas el mayor volumen posible de circuitería sin reducir la potencia disipada. Por ello, pensamos que la mayoría de los estudios sobre calentamiento discreto en cavidades tienen un objetivo inadecuado que es, en general, el estudio del efecto del número de Rayleigh sobre los otros DHS y la misma cavidad. Sin embargo, la intensidad de calor disipada es relativamente constante una vez que se ha diseñado la electrónica, por ello, lo que puede modificarse es la configuración espacial de las fuentes de calor, además de el fluido de trabajo y las dimensiones de la cavidad.

3.3.2 Cavidad con glicerina

Plano óptico: **Pared frontal**

Material de la pared frontal: **Acrílico comercial, 6 mm de espesor.**

Número de Rayleigh: 3×10^5

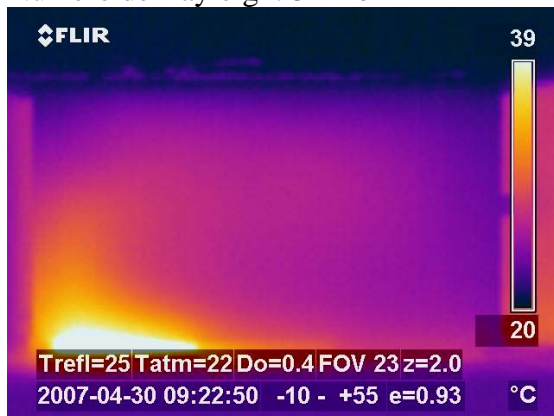


Figura 48.

Termografía caso **100**, $Q = 1.5 \text{ W}$

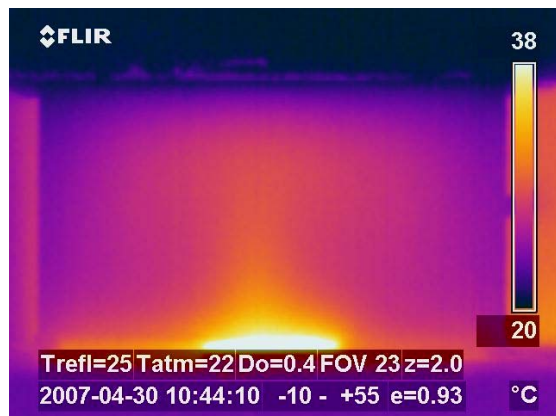


Figura 49.

Termografía caso **010**, $Q = 1.5 \text{ W}$

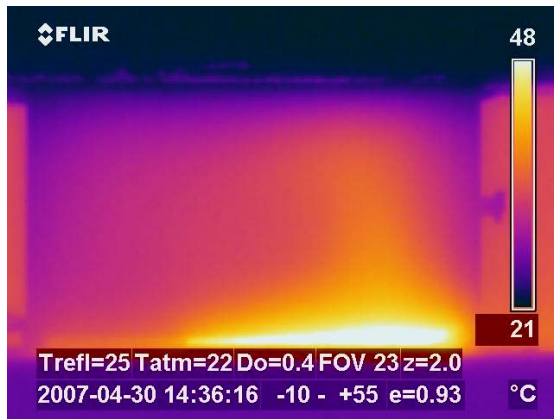


Figura 50.
Termografía caso **011**, $Q = 3 \text{ W}$

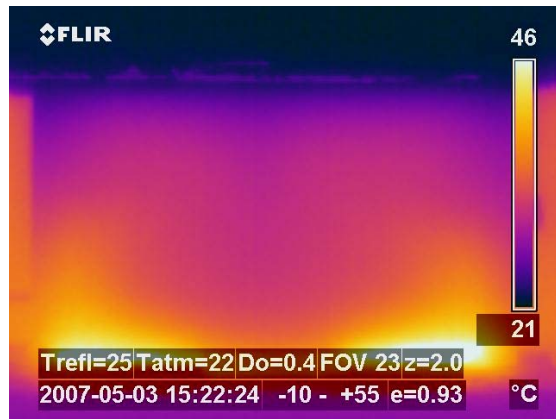


Figura 51.
Termografía caso **101**, $Q = 3 \text{ W}$

Para los resultados de la termografía IR en el caso de la glicerina presentamos las figuras (48-51). En principio, la presentación de las termografías es más elegante que las termografías de la cavidad con agua y pared frontal de hoja de acero. La mejor presentación se debe al mejor diseño de la cavidad (mejor sellado), el mayor gradiente de temperaturas entre pared fría y DHS, pero principalmente debido a que el acrílico conduce el calor a una tasa más baja que la hoja de acero, por lo que las regiones de distinta temperatura se definen mejor a simple vista.

Los resultados experimentales contrastan favorablemente con respecto a otras visualizaciones como las de Ichimiya y Saiki, 2005 y Calcagni *et al.*, 2005 e incluso se podrían validar sus resultados numéricos con estas imágenes presentadas para el caso **010**.

Una de las preocupaciones existentes en el experimento con acrílico es que, a diferencia de la cavidad con hoja de acero, los TECs hacían contacto con la pared frontal, de manera que existe difusión de calor desde el TEC hacia la pared superior a través de la pared frontal y por lo tanto, se produce una diferencia de temperaturas en el acrílico (diferencia cromática) que *no* corresponde al transporte de calor por convección y por lo tanto, distorsiona el campo de temperaturas en la cavidad. Sin embargo, se puede pensar que al tener el acrílico una baja conductividad térmica en comparación con la del agua, es de suponer que el calor se transportará por conducción y convección a través del fluido. Como se muestra en las termografías, los colores en la cavidad parecen obedecer precisamente a los vórtices dentro de la cavidad, adoptando las formas semejantes a los campos vectoriales obtenidos por PIV.

4. CONCLUSIONES

El presente trabajo es una descripción de distintas y novedosas técnicas de medición (PIV, LDA y Termografía IR) de ciertas variables para el fenómeno de convección natural en cavidades con el caso particular de calentamiento discreto. Aunque no involucra la cuantificación de los campos de flujo y temperatura, prueba la validez de dichas técnicas aplicadas en un flujo interno. Dentro de los objetivos del estudio estaba incluido el aprendizaje en el uso de las herramientas para poder producir investigación formal en el ámbito experimental de la transferencia de calor y mecánica de fluidos. Este trabajo, junto con otros desarrollados paralelamente en el Laboratorio de Termofluidos, abre una puerta hacia el diseño de experimentos más complejos y desarrollo de investigación mucho más completa y en menos tiempo.

Seguramente, los resultados más enriquecedores son aquéllos producidos por la técnica de PIV por dos razones. La primera es que el Depto. de Termoenergía no contaba con el equipo necesario como lo es, un láser de alta potencia, cámara digital de alta definición y el paquete computacional para el proceso de las imágenes digitales. La segunda es que la visualización que ofrece el PIV supera con mucho la presentación de resultados de algún otro dispositivo de medición de velocidades en relación al tiempo necesario de adquisición de datos. En este sentido, el PIV es tan ventajoso que no se requerían más de unos minutos para evaluar si los campos vectoriales y líneas de corriente eran correctos, mientras que para el LDA tomaba cerca de una hora para establecer si los valores de velocidad promedio a lo largo de la cavidad concordaban con lo que se esperaba dependiendo del caso estudiado.

La técnica de medición de velocidades con el uso del anemómetro láser Doppler condujo a resultados negativos para el caso de convección natural en cavidades. Se piensa que el instrumento no tiene la precisión suficiente (ancho de banda) como para la correcta medición de velocidades del orden de centímetros por minuto.

Como pudo verse en los resultados, la poca homogeneidad en los valores medios de las muestras y los mayores valores de la media cuadrática de la velocidad en relación con la velocidad media, indican que se tiene demasiada incertidumbre en los valores de la velocidad recogidos del software BSA del LDA, incluso aún cuando la distribución de velocidades obtenidas con el software, a lo largo de la cavidad en dirección horizontal coincide con lo que se observó en los resultados de los campos de flujo con PIV.

Se demostró que la técnica de termografía IR utilizada para la visualización de un fluido dentro de una cavidad puede ser considerada como viable. Al menos cualitativamente, se pudieron detectar las zonas más calientes con cierta precisión utilizando una sola termografía, en comparación con los termopares que requieren de un diseño mucho más complejo (mayor sellado), de necesitar varios de ellos para tener un registro de la distribución de temperaturas en el campo y que poseen la gran desventaja de perturbar el flujo.

Se presentó una propuesta experimental de medición de variables de estado y de flujo (temperatura y velocidad) para un caso particular de estudio que, en opinión del presente autor no ha sido explorado con suficiencia (convección natural en cavidades sujetas a calentamiento discreto) en el ámbito experimental. Aunque no se ofrecieron

resultados cuantitativos, se logró establecer una metodología de trabajo experimental que permitirá realizar muchos y diversos estudios en el campo de visualización y medición de velocidad y temperatura en flujos internos. A falta de más estudios, el empleo del LDA se sugiere para flujos externos donde las velocidades sean mayores al mínimo ancho de banda que ofrece el software BSA, mientras que el PIV se sugiere para flujos internos, toda vez que el campo de visión es más reducido y puede acotarse dependiendo de las necesidades del investigador.

La técnica de termografía IR es, sin lugar a dudas, la técnica experimental empleadas en este estudio que requiere de mayor validación y conocimiento en su funcionamiento que las demás antes de cuantificar los campos de temperatura. En nuestro caso de estudio, la cavidad está afectada por una diversidad de elementos que producen transporte de calor de y hacia el medio ambiente.

Se deben realizar mejores diseños de los sistemas a estudiar con el fin de asegurar que no existan incertidumbres en los valores de temperatura capturados por la cámara térmica. Se deben establecer las conductividades térmicas de las ventanas infrarrojas utilizadas, en este caso acrílico, para un rango de temperaturas considerable; se debe hacer una precisa calibración de la cámara tomando en cuenta la fluctuación de temperatura del medio ambiente. Se deben probar fluidos que tengan una alta emisividad para su posible uso y la transparencia a la radiación infrarroja de los materiales que los contengan.

5. REFERENCIAS

1. Astarita, T., Cardone, G., Carlomagno, G.M. and Meola, C., A survey on infrared thermography for convective heat transfer measurements, *Optical & laser technology* 32, pp. 593-610, 2000.
2. Baskaya, S., Erturhan, U. and Sivrioglu, M., An experimental study on convection heat transfer from an array of discrete heat sources, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 32, pp. 248-257, 2005.
3. Bejan, A., *Convective Heat Transfer*, Third Ed., John Wiley & Sons, Inc., 2004.
4. Bhowmik, H., and Tou, K.W, Experimental study of transient natural convection heat transfer from simulated electronic chips, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 29, pp. 485-492, 2005.
5. Calcagni B., Marsili F. and Paroncini M., natural convective heat transfer in square enclosures heated from below, *Applied Thermal Engineering* 25, pp. 2522-2531, 2005.
6. Carlomagno G.M. y De Luca, L., *Infrared Thermography for Flow Visualization and Heat Transfer Measurements*, in *International Conference on Engineering Education*, Rio de Janeiro, 1998.
7. Carlomagno, G.M., Colours in a complex fluid flow, *Optical & laser technology* 38, pp. 230-242, 2006.
8. Chadwick, M.L., Webb, B.W. and Heaton, H.S., Natural convection from two-dimensional discrete heat sources in a rectangular enclosure, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 34, No. 7, pp. 1679-1693, 1991.
9. Chu, H. H.-S, Churchill, S. W. and Patterson, C. V. S., The effect of heater size, location, aspect ratio, and boundary conditions on two-dimensional, laminar, natural convection in rectangular channels, *J. Heat Transfer*, pp. 194-201, 1976.
10. Da Silva, A.K., Lorente, S., and Bejan, A., Constructal multi-scale structures for maximal heat transfer density, *Energy*, in Press, pp. 1-16, 2005.
11. Durst, F., Melling A., and Whitelaw J., *Principles and Practices of Laser-Doppler Anemometry*, Second Ed., Academic Press, London, 1981.
12. Smits, J.A. and Lim, T.T., *Flow Visualization: Techniques and examples*, Imperial College Press, London, 2000.
13. Hanneman, R., Thermal control of electronics: perspectives and prospects, In Rohsenow symposium on future trends in heat transfer, MIT, US. 2003.
14. Heindel, T.J, Ramadhyani, S. and Incropera, F.P., Laminar Natural convection in a discretely heated cavity: I-Comparisons of experimental and theoretical results, *J. Heat Transfer*, Vol. 117, pp. 910-917, 1995.
15. Huang, B.J., Chin, C.J., and Duang, C.L., A design method of thermoelectric cooler, *Int J of Refrigeration* 23, pp. 208-218, 2000.
16. Ichimiya K. y Hideyuki S. Behavior of thermal plumes from two-heat sources in an enclosure, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 48 (2005) 3461-3468
17. Incropera, F.P, *Convection Heat Transfer in electronic equipment cooling*, *J. Heat Transfer*, Vol. 110, pp. 1097-1111, 1988.
18. Incropera, F.P., Kerby, J.S., Moffatt, D.F. and Ramadhyani, S., Convection heat transfer from discrete heat sources in a rectangular channel, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 29, No. 7, pp. 1051-1058, 1986.

19. Keyhani, M., Prasad, V. and Cox, R., An experimental study of natural convection in a vertical cavity with discrete heat sources, *J. Heat Transfer*, Vol. 110, pp. 616-624.
20. Kraftmaker, Y., Simple experiments with a thermoelectric module, *European Journal of Physics* 26, pp. 959-967, 2005.
21. TEtechnology, Performance Chart, Product Info, Inc, 2006.
22. Riffat, S.B. and Ma, X., Thermoelectrics: a review of present and potential applications, *Applied Thermal Engineering*, 23, pp. 913-935, 2003.
23. Sánchez Huerta, J.M., Estudio experimental de la convección natural en una cavidad cúbica con paredes conductoras, Tesis de Maestría, Facultad de Ingeniería, UNAM, 2003.
24. Sezai, I., Mohamad, A.A., Natural Convection from a discrete heat source on the bottom of a horizontal enclosure, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 43, 2257-2266, 2000.
25. Tso, C.P., Jin, L.F., Tou, S.K.W. and Zhang, X.F., Flow pattern evolution in natural convection cooling from an array of discrete heat sources in a rectangular cavity at various orientations, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 47, pp. 4061-4073, 2004.
26. Westerweel, J., Fundamentals of digital particle image velocimetry, *Maes. Sci. Technol.* 8, pp. 1379-1392, 1997

NOMENCLATURA

Letras griegas

Δ	Diferencia
α	Difusividad térmica [$m^2 \cdot s^{-1}$]
ν	Viscosidad cinemática [$m^2 \cdot s^{-1}$]
ρ	Densidad [$kg \cdot m^{-3}$]
β	Coefficiente de expansión volumétrica (K^{-1})

Ra	Número de Rayleigh
T	Temperatura [$^{\circ}C$]
V	Voltaje [V]
I	Corriente eléctrica [A]
Q	Transferencia de calor [W]
q	Flujo de calor [$W \cdot m^{-2}$]
p	Pérdidas de calor [$W \cdot m^{-2}$]
g	Vector aceleración de la gravedad [$m \cdot s^{-2}$]
H	Altura de la cavidad (5.5 cm)
k	Conductividad térmica [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$]
N	Número de termocoples del termoelectrico
K	Conductividad térmica del semiconductor [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$]
R	Resistividad eléctrica del semiconductor [$\Omega \cdot m$]
S	Coefficiente de Seebeck [VK^{-1}]
G	Longitud de los termocoples [m]

Subíndices

adv	Advección
e	Eléctrica
c	Lado frío del TEC
H	Región caliente de la cavidad
C	Región fría de la cavidad
m	media
rms	Valor medio cuadrático
$media$	Valor promedio
$conv$	Convección
dif	Difusión