



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

Diseño de prácticas de laboratorio para transmisión de
calor por convección

Trabajo Fin de Grado

Grado en Ingeniería Mecánica

AUTOR/A: Rienda Ortega, Cristina

Tutor/a: Sarabia Escrivà, Emilio José

CURSO ACADÉMICO: 2022/2023



ÍNDICE

1.	Introducción y motivación	3
2.	Objetivos	3
3.	Modos de transmisión de calor.....	4
3.1.	Conducción.....	4
3.2.	Convección	5
3.2.1.	Coeficiente de transmisión de calor o convección.....	7
3.2.2.	Capa límite hidrodinámica y térmica	7
3.2.3.	Parámetros de semejanza en la transmisión de calor	9
3.2.4.	Flujo laminar y turbulento.....	11
3.3.	Radiación	13
3.4.	Superficies extendidas	14
3.5.	Intercambiadores de calor	16
4.	Análisis de la transferencia por convección.....	18
4.1.	Capa límite de velocidad o hidrodinámica:.....	18
4.2.	Capa límite térmica	21
4.3.	Aproximaciones y simplificaciones de las ecuaciones:	24
4.4.	Forma funcional de las ecuaciones:	29
5.	Convección libre:.....	31
6.	Convección forzada:	34
6.1.	Convección forzada en el interior de tuberías:	35
7.	Equipo de prácticas de convección natural y forzada.....	36
7.1.	Descripción del equipo “TD 1005-Free and Forced convection” y tarjeta de adquisición de datos “VDAS MIKII”	36
7.2.	Otros equipos del mercado.....	39
8.	Análisis de los resultados obtenidos con el equipo	39
8.1.	ACTIVIDAD 1: Convección forzada placa plana	40
8.2.	ACTIVIDAD 2: Convección natural placa plana:.....	42
8.3.	ACTIVIDAD 3: Convección forzada placa aletas cilíndricas	45
8.4.	ACTIVIDAD 4: Convección libre placa aletas cilíndricas	47
8.5.	ACTIVIDAD 5: Convección forzada placa aletas rectas.....	49
9.	Observaciones para la elaboración de la práctica.....	53
10.	Modelo dossier de prácticas experimentales a realizar.	54
10.1.	PRÁCTICA 1: TRASMISIÓN DE CALOR POR CONVECCIÓN LIBRE EN PLACA PLANA .	54
10.2.	PRÁCTICA 2: TRASMISIÓN DE CALOR POR CONVECCIÓN FORZADA EN PLACA PLANA	58



10.3.	PRÁCTICA 3: TRASMISIÓN DE CALOR POR CONVECCIÓN LIBRE EN PLACA CON ALETAS	62
10.4.	PRÁCTICA 4: TRASMISIÓN DE CALOR POR CONVECCIÓN FORZADA EN PLACA CON ALETAS	68
11.	Presupuesto	73
11.1.	Equipamiento	73
11.2.	Diseño de las prácticas	74

1. Introducción y motivación

La transferencia de calor es un intercambio de energía en forma de calor entre diferentes sistemas. Para que esto se produzca se necesita una diferencia de temperaturas entre los dos cuerpos que están en contacto. El calor es, por tanto, energía en tránsito. Por lo que en un proceso de transferencia de calor lo que ocurre es un intercambio de energía, desde el sistema de mayor temperatura al de menor temperatura.

La transferencia de calor ocurre de tres formas: por conducción, por convección y por radiación.

El estudio del mecanismo de convección es de vital importancia en muchos campos. Por ejemplo, en el campo de la automoción, las carcasas que cubren los motores, en vez de ser macizas tienen aletas de metal, con la finalidad de mejorar la refrigeración del motor mediante el proceso de convección.

En general, cualquier intercambiador de calor se basa en el proceso de convección. Los intercambiadores se usan en numerosos campos, además de en automoción, como, por ejemplo, en instalaciones de refrigeración o climatización.

Por ello, es tan necesario conocer el proceso de transferencia de calor por convección. Como se ha dicho, para que exista convección debe haber movimiento entre un fluido y una superficie. Por lo tanto, este proceso dependerá de múltiples factores como las propiedades del fluido implicado, la geometría de la superficie, etc. Esto hace que sea difícil establecer modelos matemáticos para solucionar problemas de convección.

Esta es la causa por la que en el ámbito de la ingeniería se recurre a la investigación experimental, basada en desarrollar fórmulas empíricas, con el objetivo de determinar los coeficientes de transferencia de calor por convección, necesarios para resolver los problemas en los que interviene este fenómeno.

2. Objetivos

El objetivo de este estudio es caracterizar el funcionamiento didáctico del equipo TD-1005- "Free a forced convection", para la elaboración de unas prácticas para los alumnos de asignaturas en las que se imparte la materia de transmisión de calor.

Este equipo permite comprobar cómo reaccionan diferentes superficies a variaciones de temperatura mediante dos métodos de transmisión de calor: por convección libre y por convección forzada.

De este modo, se realizará un análisis de estas superficies y de cómo se comportan ante diferentes temperaturas y condiciones. Una vez realizado el estudio, el objetivo principal será reflejar lo obtenido en una memoria de prácticas a modo de evaluación para que forme parte del aprendizaje académico de futuros alumnos de la UPV.

3. Modos de transmisión de calor

La transmisión de calor es energía calorífica entre dos cuerpos que están a distintas temperaturas. Esta transferencia de calor sucede desde el cuerpo de mayor temperatura al de menor temperatura y se puede realizar por tres mecanismos físicos: conducción, convección y radiación.

3.1. Conducción

Se trata de un mecanismo de transmisión de calor entre dos cuerpos que están en contacto, por el que el calor fluye desde un cuerpo de mayor temperatura a otro de menor temperatura. Dicha transmisión tiene lugar mediante choques o acoplamientos entre las moléculas del sistema, sin producirse intercambio de materia. El medio puede ser sólido, líquido o gaseoso, aunque en líquidos y gases solo se produce conducción pura si no hay posibilidad de convección.

Así mismo, la conductividad térmica k , medida en $W/m\cdot K$ es una medida de la capacidad de una sustancia para transferir calor por conducción

La ley de Fourier es la que describe este proceso y establece que el flujo de transferencia de calor por conducción es proporcional y de sentido contrario al gradiente de temperatura en esa dirección. Para el caso de flujo de calor estacionario en una dirección se obtiene:

$$\frac{Q}{\Delta t} = -k \cdot A \cdot \frac{\Delta T}{x} \quad (1)$$

Donde:

$\frac{Q}{\Delta t}$: calor transmitido por unidad de tiempo [W]

k : conductividad térmica del material [W/mK]

A : área de la superficie de contacto [m^2]

$\frac{\Delta T}{x}$: diferencia de temperatura por espesor del material [K/m]

3.2. Convección

En este caso, el intercambio de energía tiene lugar en un fluido, y es debido a la conducción y al transporte de energía que produce el movimiento del fluido, bien de forma natural o por medios mecánicos.

En la convección, la transferencia de energía se compone de dos mecanismos, y son los siguientes:

- Movimiento molecular aleatorio: (Difusión de energía). La transferencia de calor por conducción se debe a este movimiento.
- Movimiento global o macroscópico del fluido. A este proceso se le denomina advección.

El movimiento macroscópico del fluido implica que un gran número de moléculas se estén moviendo de forma colectiva. Este movimiento favorece la transferencia de calor si hay un gradiente de temperaturas, pero las moléculas que se mueven colectivamente mantienen su movimiento aleatorio. Esto provoca, que la transferencia de calor sea el resultado de la superposición del transporte de energía que se produce gracias a estos dos mecanismos. Cuanto mayor sea la velocidad del fluido, mayor será la transferencia de calor por convección. En el caso de que no exista movimiento, la transferencia de calor se producirá por conducción.

Generalmente existen dos procesos diferentes de convección de calor:

- Convección libre: el movimiento del fluido es producido por el cambio de densidad que experimenta debido a las diferencias de temperatura, ya que el fluido extrae el calor de la zona caliente y cambia su densidad haciendo que se desplace hacia la zona más fría donde cede su calor.
- Convección forzada: el movimiento del fluido es provocado en este caso por un equipo mecánico (bomba, ventilador) que hace que el fluido transporte el calor de una zona caliente a una fría.

Como hemos dicho, en la convección, la transferencia de energía ocurre debido a la combinación de conducción y del movimiento global del fluido. generalmente, esta energía es la energía sensible o energía térmica interna del fluido.

No obstante, existen procesos en los que además de lo anterior, ocurre un intercambio de calor latente, causado por un cambio de fase entre los estados líquido y

vapor del fluido. Dos de estos casos son la ebullición y la condensación. Ambos procesos son considerados convección debido al movimiento del fluido inducido, como las burbujas que ascienden cuando llevamos agua al punto de ebullición. La transferencia de calor por convección se expresa con la Ley de enfriamiento de Newton.

Si el fluido se mueve con una velocidad U_{∞} y una temperatura T_{∞} , sobre una superficie A_s a temperatura T_s se producirá convección siempre que T_{∞} sea diferente a T_s . El flujo local de calor q que se produce al cumplirse estas condiciones se define con la expresión:

$$q'' = h \cdot (T_s - T_{\infty}) \quad (2)$$

Donde:

q : calor transmitido por unidad de tiempo [W/m^2]

h : coeficiente de convección [W/m^2K]

T_s : temperatura de la superficie del cuerpo [K]

T_{∞} : temperatura del fluido lejos del cuerpo [K]

La transferencia total de calor q se obtiene integrando este flujo local a lo largo de toda la superficie de contacto:

$$\int_{A_s} q dA_s = (T_s - T_{\infty}) \cdot \int_{A_s} h dA_s \quad (3)$$

Teniendo en cuenta que el coeficiente de convección varía de un punto a otro de la superficie, para poder resolver la ecuación anterior se define un coeficiente promedio h para toda la superficie. La expresión para el calor total transferido se define entonces como:

$$q = h \cdot A_s \cdot (T_s - T_{\infty}) \quad (4)$$

3.2.1. Coeficiente de transmisión de calor o convección

El coeficiente de transmisión de calor, h , se puede definir como: La velocidad de transferencia de calor entre una superficie sólida y un fluido por unidad de superficie por unidad de diferencia de temperatura.

$$h = \frac{q''}{\Delta T} \quad (5)$$

No se trata de una propiedad del material, sino que depende de las propiedades del fluido, de la geometría de la superficie y de la hidrodinámica del movimiento del fluido a lo largo de la superficie.

Típicamente, el coeficiente de transmisión de calor por convección para flujo laminar es relativamente bajo en comparación con el coeficiente de transmisión de calor por convección de calor para flujo turbulento. Esto se debe a que el flujo turbulento tiene una capa de película estancada más delgada en la superficie de transferencia de calor.

Cabe señalar que la capa de película de fluido estancada juega un papel crucial para el coeficiente de transmisión de calor por convección. Se observa que el fluido se detiene completamente en la superficie y asume una velocidad cero en relación con la superficie. Este fenómeno se conoce como la condición antideslizante, y, por lo tanto, en la superficie, el flujo de energía ocurre puramente por conducción. Pero en las siguientes capas se producen movimientos de conducción y difusión de masa en el nivel molecular o macroscópico.

Los valores de este coeficiente se han medido y tabulado para los fluidos más comunes y las situaciones de flujo que ocurren en la transmisión de calor por convección.

3.2.2. Capa límite hidrodinámica y térmica

Ludwig Prandtl desarrolla la teoría de la capa límite hidrodinámica, donde expone que el movimiento de un fluido de baja viscosidad que baña una superficie puede estudiarse en dos regiones:

- **La capa límite**, donde el gradiente de velocidad es elevado, por lo que no podemos despreciar la viscosidad.
- **La región potencial**, donde la influencia de la superficie y el contacto del fluido con esta es prácticamente nula y podemos despreciar los gradientes de velocidad. Por lo tanto, las partículas del fluido que están en contacto con la superficie se adhieren a ella y tienen velocidad nula.

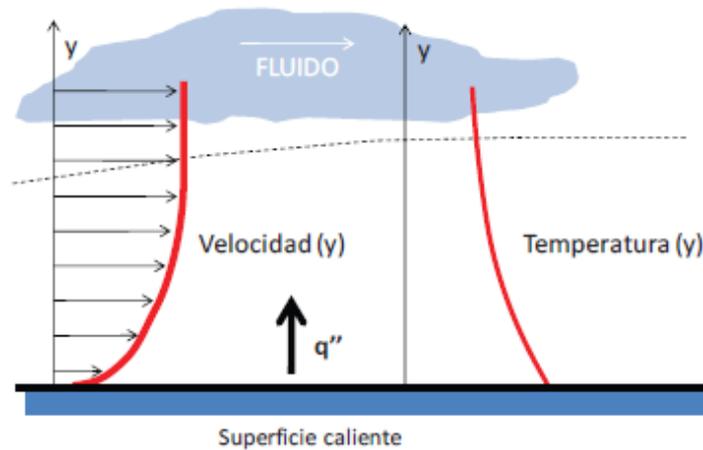


Figura 1. Capa Límite Hidrodinámica y térmica

Paralelo a este concepto aparece la capa límite térmica, donde el intercambio de la cantidad de movimiento queda sustituido por el intercambio de calor, obteniéndose un perfil de temperatura en lugar de un perfil de velocidades.

Considerando la teoría de la capa límite y decimos que el fluido que se encuentra en contacto con la superficie tiene velocidad nula, entonces podemos decir que en este punto el calor se transmite por conducción y, por lo tanto, como hemos mencionado anteriormente:

$$q'' = h \cdot (T_s - T_\infty) \quad (6)$$

Donde q'' , el flujo de calor por convección [W/m²], es proporcional a la diferencia entre las temperaturas, de la superficie y del fluido, T_s y T_∞ [K], respectivamente. La constante de proporcionalidad h [W/m²·K] es, como hemos mencionado anteriormente, el coeficiente de transmisión de calor por convección.

Esta expresión se conoce como la *Ley de Enfriamiento de Newton*.

Así el coeficiente de película puede relacionarse con el gradiente de temperatura en la capa límite térmica:

$$h = \frac{-k_F \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_{sup}}{T_s - T_\infty} \quad (7)$$

Debemos tener en cuenta que la capa límite hidrodinámica siempre existe mientras que, la capa límite térmica solo existe si hay una diferencia de temperatura entre la superficie de contacto y el fluido.

3.2.3. Parámetros de semejanza en la transmisión de calor

El estudio de la capa límite nos permite obtener unas simplificaciones sobre las ecuaciones que caracterizan el movimiento de un fluido y unos grupos adimensionales necesarios para el estudio de los fluidos en movimiento.

- Número de Reynolds: relaciona las fuerzas de inercia con las fuerzas viscosas. Si sus valores alto indica la prevalencia de las fuerzas de inercia, y por lo tanto un flujo turbulento. En cambio, si su valor es pequeño indica la importancia del término de fricción, por lo que estaremos antes un flujo laminar. Se emplea en convección forzada.

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} \quad (8)$$

Donde, \mathbf{V} es la velocidad del fluido, \mathbf{D} es una dimensión lineal característica (longitud recorrida por el fluido, diámetro hidráulico, etc.), ρ es la densidad del fluido [kg/m^3] y μ es la viscosidad dinámica [$\text{Pa} \cdot \text{s}$].

- Número de Grashof: relaciona las fuerzas de empuje con las fuerzas viscosas. Su papel en convección natural es muy similar al del número de Reynolds en convección forzada. Esto ocurre en campos de velocidad inducidos por gradientes de densidad debidos a variaciones de temperatura.

$$Gr = \frac{g \cdot L^3 \cdot \beta \cdot \Delta T}{\nu^2} \quad (9)$$

Donde \mathbf{g} es la aceleración de la gravedad [m/s^2], \mathbf{L} es una dimensión lineal característica (longitud [m]), β es el coeficiente de expansión volumétrica [K^{-1}], ΔT es la diferencia de temperaturas entre la superficie y el fluido, y ν es la viscosidad cinemática [m^2/s].

- Número de Prandtl: relaciona la difusión de la cantidad de movimiento debida al efecto de la viscosidad de la difusión de calor por conducción en el fluido. Mide la importancia del transporte por difusión del momento en la capa límite de velocidad frente al transporte de energía en la capa límite térmica.

$$Pr = \frac{\mu \cdot Cp}{k} \quad (10)$$

Donde μ es la viscosidad dinámica [Pa·s], Cp es el calor específico a presión constante [J/(kg·K)] y k es la conductividad térmica [W/m·K].

- Número de Eckert: relaciona la energía cinética del fluido con la diferencia de entalpías en la capa límite. Interviene en los procesos en que es importante la disipación viscosa. Solemos despreciarlo.

$$Ec = \frac{U^2}{Cp \cdot \Delta T} \quad (11)$$

Donde U es la velocidad característica del fluido [m/s], Cp es el calor específico a presión constante y ΔT es la diferencia entre las temperaturas de fluido y superficie.

- Número de Rayleigh: derivado de los números de Grashof y Prandtl y juega un papel relevante en convección natural.

$$Ra = Gr \cdot Pr \quad (12)$$

- Número de Nusselt: es una expresión adimensional del coeficiente de película que se relaciona con el gradiente adimensional de temperatura del fluido en las proximidades de la superficie.

$$Nu = \frac{h \cdot L}{k_F} \quad (13)$$

Donde h es el coeficiente de transferencia de calor [$W/m^2 \cdot K$], L es la longitud característica [m] y k_F es la conductividad térmica [$W/m \cdot K$].

3.2.4. Flujo laminar y turbulento

Los tipos de flujo dependen de la velocidad, la viscosidad, diámetro y densidad del fluido. Para diferenciar entre estos, se utiliza el número de Reynolds.

El flujo laminar se caracteriza por trayectorias suaves o regulares de partículas del fluido. El movimiento del fluido es ordenado en líneas de flujo sensiblemente paralelas y la componente normal de la velocidad es responsable del crecimiento de la capa límite en dirección x . La difusión de cantidad de movimiento y la difusión de calor son reducidas, lo que es equivalente a decir que los coeficientes de película son relativamente bajos. Además, el número de Reynolds es bajo.

En el flujo turbulento, el movimiento del fluido es muy irregular y se caracteriza por fluctuaciones de velocidad en todas las direcciones. Esto hace que aumente la transferencia transversal de momento y energía, aumentando así la fricción y el calor transferido (coeficientes de películas mayores). Además, el número de Reynolds es elevado.

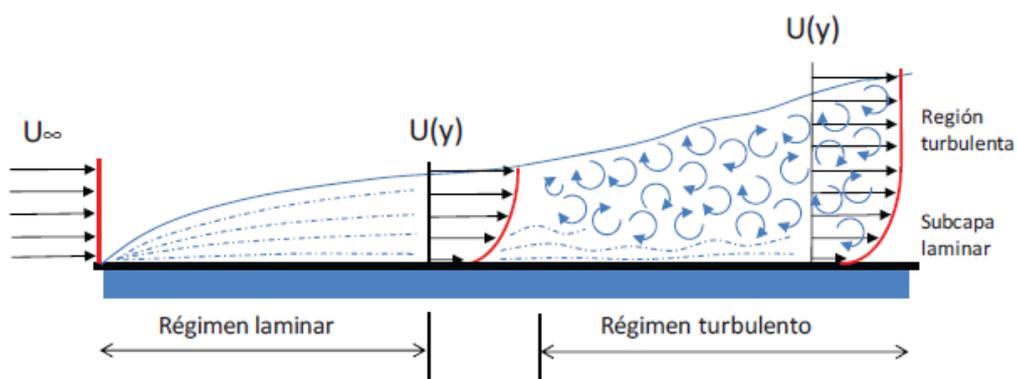


Figura 2. Flujo Laminar y Turbulento

El espesor de la capa límite es superior en el régimen laminar. En dicha capa podemos diferenciar dos zonas:

- La subcapa laminar, donde el perfil de velocidades es prácticamente lineal y la difusión es el mecanismo de transporte dominante.
- Una capa de amortiguamiento en la que la mezcla por difusión y turbulenta son semejantes.
- La zona turbulenta, donde la turbulencia domina completamente el transporte de energía, momento y especies.

En algunas ocasiones, se divide la capa de amortiguamiento en dos subcapas: una intermedia donde aparecen efectos turbulentos, pero sigue dominada por los efectos viscosos, y una capa de traslape, en la que los efectos turbulentos son más significativos, pero no dominantes.

La transición de capa límite laminar a turbulenta se produce en una zona intermedia llamada zona de transición. El paso de un tipo de flujo a otro depende de varios factores como la rugosidad superficial, la velocidad del flujo, temperatura de la superficie, tipo de fluido, etc.

Al principio, la capa límite es laminar, pero a cierta distancia se incrementan las perturbaciones originando la transición hacia el régimen turbulento. Dicha distancia o longitud característica se corresponde con el número de Reynolds crítico:

$$Re_c = \frac{X_c \cdot U_\infty \cdot \rho}{\mu} \quad (14)$$

Donde la longitud característica X_c es la distancia desde el inicio de la superficie. El número de Reynolds crítico es el valor de Re_x para el que comienza la transición, y se sabe que, para el flujo sobre una placa plana, varía de 10^5 a $3 \cdot 10^6$, dependiendo de la aspereza de la superficie y del nivel de turbulencia del flujo libre. A menudo supone un valor representativo de:

$$Re_c = 5 \cdot 10^5 \quad (15)$$

El espesor de la capa límite aumenta conforme el fluido baña la superficie. El movimiento irregular y desorganizado de la capa turbulenta contribuye al aumento brusco del espesor de la capa límite. Por su parte, el coeficiente de película es sensiblemente menor en la capa laminar que en la capa turbulenta. En cualquiera de

ellas h va decreciendo conforme aumenta el espesor de la capa debido al aumento de la resistencia térmica de la capa.

3.3. Radiación

La radiación térmica es radiación electromagnética en la región infrarroja del espectro electromagnético, aunque parte de ella se encuentra en la región visible. El término radiación térmica se usa con frecuencia para distinguir esta forma de radiación electromagnética de otras formas, como ondas de radio, rayos o rayos gamma. Se genera por el movimiento térmico de partículas cargadas en la materia y, por lo tanto, cualquier material que tenga una temperatura superior al 0 absoluto emite algo de energía radiante. La radiación térmica no requiere ningún medio para la transmisión de energía. De hecho, la transmisión de energía por radiación es más rápida y no sufre atenuación en el vacío.

A diferencia de la transmisión de calor por convección o conducción, que tiene lugar en la dirección de disminución de temperatura, la transmisión de calor por radiación térmica puede ocurrir entre dos cuerpos separados por un medio más frío que ambos cuerpos. Por ejemplo, la radiación solar llega a la superficie de la tierra después de pasar a través de capas frías de la atmósfera a gran altura.

La cantidad de energía radiante emitida o calor radiado por una superficie en función de su temperatura viene dada por la Ley de Stefan-Boltzmann:

$$P = \varepsilon \cdot (\sigma \cdot T^4) \cdot S \quad (16)$$

Donde:

P : potencia emitida [W]

ε : coeficiente que depende de la naturaleza del cuerpo (cuerpo negro $\alpha=1$)

σ : constante de Stefan-Boltzmann ($\sigma = 5.67 * 10^{-8} \frac{W}{m^2 * K^4}$)

T : temperatura del material radiante [K]

S : área de la superficie que radia [m^2]

Esta ley da la intensidad radiante de un cuerpo en función de su temperatura. Pero también podemos determinar la transmisión de calor por radiación entre 2 cuerpos. Dos cuerpos que se irradian entre sí tienen un flujo de calor neto entre ellos.

$$Q = \varepsilon * \sigma * A_{12} * (T_1^4 - T_2^4) \quad (17)$$

El factor A_{12} es el factor de visión de la superficie 2 respecto de la superficie 1.

3.4. Superficies extendidas

Al hablar de superficie extendida o aleta, se hace referencia a un sólido que experimenta transferencia de energía por conducción dentro de sus fronteras, así como transferencia de energía por convección y radiación entre sus fronteras y el medio que lo rodea

Existen muchas situaciones que implican efectos combinados de conducción y convección, pero la más frecuente es en la que nos encontramos con una superficie extendida en específico para obtener de forma más rápida la transferencia de calor entre un sólido y un fluido. Dicha superficie extendida se denomina aleta.

Si consideramos la figura 3a, la cual es una pared plana, existen dos formas de aumentar la transferencia de calor. La primera es aumentando todo lo posible el coeficiente de transmisión de calor h , aumentando la velocidad del fluido. Sin embargo, en la mayoría de las situaciones suele ser insuficiente para un aumento de transferencia de calor notable, debido a las limitaciones de las potencias de los ventiladores o bombas que necesitamos para ello.

La segunda opción, es reduciendo la temperatura del fluido T_{∞} , lo cual es poco práctico.

Sin embargo, existe una tercera opción, plasmada en la figura 3b. La transferencia de calor será más rápida al aumentar el área de la superficie donde ocurre la convección, por lo que el problema se soluciona al añadir una aleta que se extienda desde la pared hasta el fluido circundante.

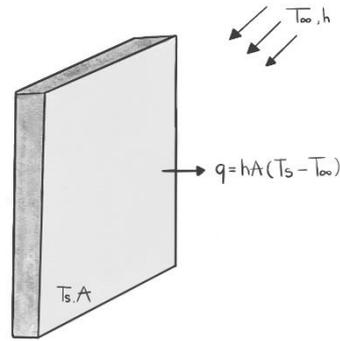


Figura 3a.

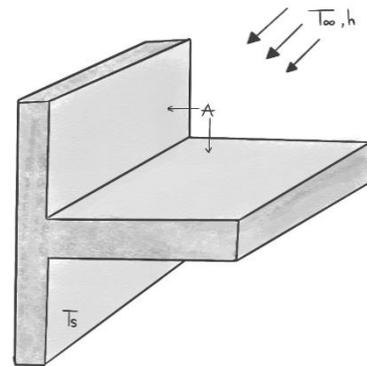


Figura 3b.

Si nos encontrásemos ante una situación ideal, el material de la aleta debería tener una conductividad térmica alta, para que las variaciones de temperatura entre la base y la punta fueran los más pequeñas posibles. Así, toda la aleta estaría a la misma temperatura que la base de la superficie.

La ecuación básica de las superficies extendidas que se suele aplicar para calcular la cantidad de calor transmitida es:

$$q_{1aleta} = k \cdot L \cdot A_{transf} \cdot (T_{sup} - T_{ent})_{sup_placa} \cdot \tan(m \cdot L) \quad (18)$$

Donde q [W] es el calor transmitido, L es la longitud de la aleta [m], A_{transf} [m²] es el área de la superficie de la aleta que está en contacto con el fluido, T_{sup} [K] es la temperatura a la que está la superficie, T_{ent} [K] es la temperatura a la entrada del conducto y m es un numero adimensional que indica si la aleta es infinita o no.

Como se ha comentado, las aletas se utilizan para aumentar la transferencia de calor de una fuente porque aumentan el área efectiva de superficie, pero la aleta como tal supone una resistencia a la conducción de calor, por lo que no hay seguridad de que la aleta aumente la transferencia de calor. Para asegurarnos de ello definimos la eficiencia de la aleta, la cual debe ser mayor de 2 para que el uso de la aleta esté justificado.

$$\eta_f = \frac{Q_f}{Q_{max}} = \frac{Q_f}{h \cdot A_f \cdot \theta_b} \quad (19)$$

Donde Q_f [W] es el calor transferido desde la aleta, Q_{max} [W] es la transferencia de calor máxima que existiría si esa aleta estuviera a la máxima temperatura (a la

temperatura de la base), h [$W/m^2 \cdot K$] es el coeficiente de convección, A_f [m^2] es el área efectiva de la superficie.

3.5. Intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor son dispositivos que se utilizan para transferir energía térmica de un fluido a otro sin mezclar los dos fluidos. Los fluidos suelen estar separados por una pared sólida (con alta conductividad térmica) para evitar que se mezclen o puedan estar en contacto directo.

El ejemplo clásico de un intercambiador de calor se encuentra en un motor de combustión interna en el que el refrigerante del motor fluye a través de las tuberías del radiador y el aire pasa por las tuberías, lo que enfría el refrigerante y calienta el aire entrante. En la ingeniería energética, las aplicaciones comunes de los intercambiadores de calor incluyen generadores de vapor, enfriadoras de ventilador, intercambiadores de calor de agua de refrigeración y condensadores.

La transferencia de calor en un intercambiador generalmente implica convección en cada fluido y conducción térmica a través de la pared que separa los dos fluidos. En el análisis de los intercambiadores de calor, a menudo es conveniente trabajar con un coeficiente de transferencia de calor en general, conocido como un factor U.

Uno de los métodos utilizados para el cálculo del calor intercambiado entre los fluidos es la diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD) para determinar la fuerza impulsora de la temperatura para la transferencia de calor de los intercambiadores de calor.

Los intercambiadores de calor se clasifican según la disposición del flujo y el tipo de construcción. El intercambiador de calor más simple es aquel en el que los fluidos fríos y calientes se mueven en la misma dirección o en direcciones opuestas, conocidos como intercambiadores de flujos paralelos. Este intercambiador de calor consta de dos tubos concéntricos de diferentes diámetros.

- Disposición equicorriente: los fluidos fríos y calientes entran para el mismo extremo, fluyen en la misma dirección y salen por el mismo extremo.
- Disposición contracorriente: los fluidos entran por extremos opuestos, fluyen en dirección opuestas y salen por extremos opuestos.

En condiciones comparables, se transfiere más calor en una disposición de contraflujo que en un intercambiador de calor de flujo equicorriente. Los perfiles de temperatura de los dos intercambiadores de calor indican 2 desventajas principales en el diseño de flujo paralelo.

- La gran diferencia de temperatura en los extremos provoca grandes tensiones térmicas.

- La temperatura del fluido frío que sale de intercambiador de calor nunca excede la temperatura más baja del fluido caliente.

El diseño de un intercambiador de calor de flujo paralelo es ventajoso cuando es necesario llevar dos fluidos a casi la misma temperatura.

La superficie de transformación de los intercambiadores de calor se puede organizar de varias formas. Se clasifican como:

- De doble tubo: un fluido fluye dentro del tubo y el otro fluido fluye hacia el exterior. Aunque son simples y baratos, su baja eficiencia junto con el gran espacio ocupado en grandes escalas ha llevado a las industrias modernas a utilizar intercambiadoras de calor más eficientes como el de carcasa y tubos.

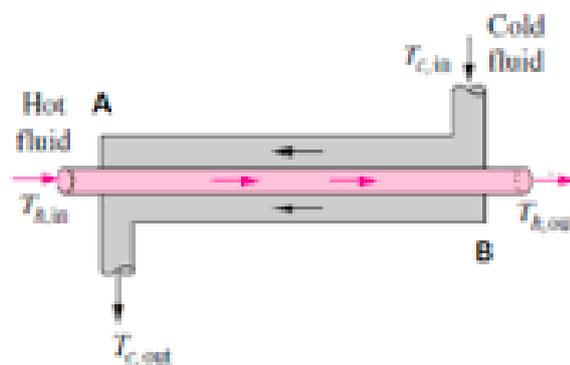


Figura 4. Intercambiador de Doble Tubo.

- Carcasa y tubos: se colocan varios tubos de pequeño calibre entre 2 placas de tubos y el fluido primario fluye a través de estos tubos. El haz de tubos se coloca dentro de una carcasa y sobre la superficie de los tubos. Se utilizan para aplicaciones de alta presión y son los más utilizados en la industria.

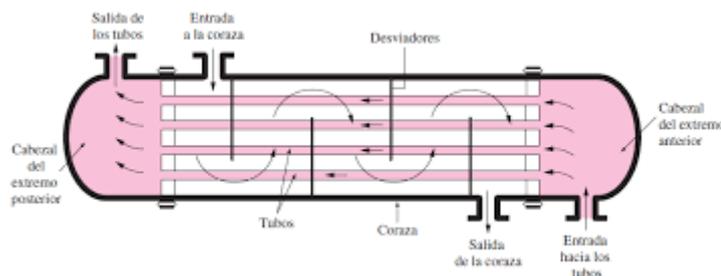


Figura 5. Intercambiador de Carcasa y Tubos.

- Intercambiador de calor de placas: este tipo utiliza placas de metal para transferir calor entre dos fluidos. Estos tienen mayor volumen y son más caros.

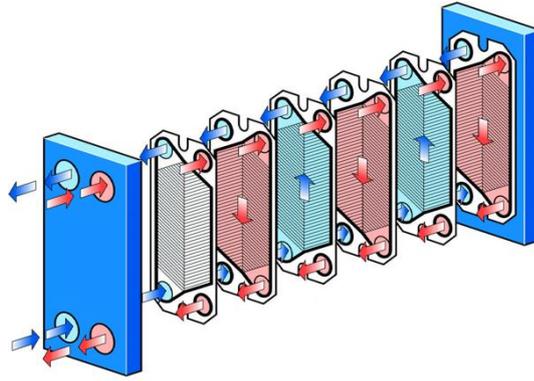


Figura 6. Intercambiador de Placas.

4. Análisis de la transferencia por convección

Se considera el caso en que se producen simultáneamente una capa límite hidrodinámica y térmica. La capa límite de concentración no se estudiará porque despreciaremos la transferencia de masa por convección debida a la diferencia de concentración de una especie (por ejemplo, agua) entre la superficie y el aire húmedo que está en contacto con ella durante los experimentos. Aplicaremos las leyes de conservación apropiadas a volúmenes de control de tamaño infinitesimal.

4.1. Capa límite de velocidad o hidrodinámica:

La ley más adecuada para el estudio de la capa límite es la conservación de la masa. Se considera un volumen de control diferencial $dx \cdot dy \cdot 1$ como el de la siguiente figura:

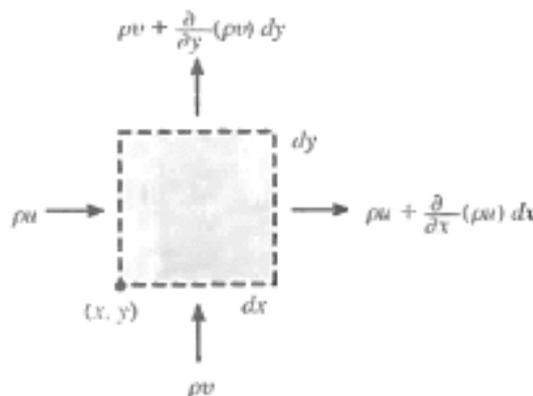


Figura 7. Volumen de control diferencial.

Si localizamos la esquina inferior izquierda del diferencial de volumen representado en la figura, en (x, y) , la velocidad a la que la masa entra al volumen de control a través

de la superficie perpendicular a x es $(\rho u) dy$, donde ρ es la densidad del fluido y u es la componente x de la velocidad. Esta velocidad y densidad varían con x , por tanto, la velocidad de salida de la masa en $x + dx$ se expresará mediante una expansión de Taylor.

$$\left[(\rho u) + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} dx \right] \cdot dy \quad (20)$$

Se procede de la misma manera en la dirección y , por lo que la ecuación quedaría:

$$(\rho u)dy + (\rho v)dx - \left[(\rho u) + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} dx \right] \cdot dy - \left[(\rho v) + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} dy \right] \cdot dx = 0 \quad (21)$$

Que al simplificar y dividir entre $dx dy$:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} = 0 \quad (22)$$

Esta última ecuación define la conservación de la masa a nivel global por lo que debe de cumplirse en toda la capa límite.

La segunda ley de Newton que se emplea en el estudio de la capa límite hidrodinámica es la de la conservación de la cantidad de movimiento, aplicando la segunda ley del movimiento de Newton, la cual afirma que la suma de todas las fuerzas que actúan sobre el volumen de control debe ser igual a la velocidad a la que fluye el momento en el volumen de control.

Las fuerzas que actúan en el volumen de control se pueden clasificar en dos tipos:

- Fuerzas de cuerpo: proporcionales al volumen.
- Fuerzas superficiales: proporcionales al área.

Las fuerzas superficiales se deben a la presión estática del fluido y a los esfuerzos viscosos. En cualquier punto de la capa límite, el esfuerzo viscoso se descompondrá en dos componentes, un esfuerzo normal σ y un esfuerzo cortante τ . Se emplea una notación de doble subíndice, donde el primer subíndice señala la orientación de la superficie al proporcionar la dirección de su normal hacia afuera. El segundo señala la dirección de la componente de la fuerza. Esto se puede ver en la siguiente figura:

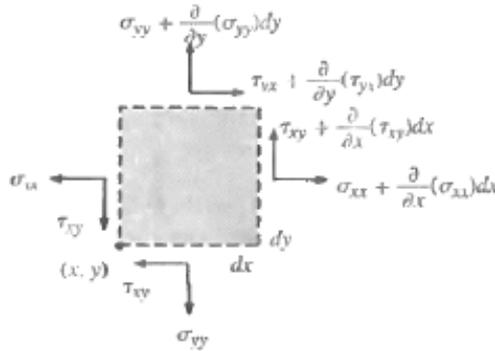


Figura 8. Componentes de los esfuerzos viscosos sobre el volumen de control diferencial

Con una expansión en serie de Taylor para los esfuerzos, la fuerza superficial neta en cada dirección es:

$$F_{s,x} = \left(\frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} \right) \cdot dx dy \quad (23)$$

$$F_{s,y} = \left(\frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial y} - \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} \right) \cdot dx dy \quad (24)$$

Hay que señalar que los esfuerzos viscosos desaparecerán si la velocidad o el gradiente de velocidad fuese cero. No obstante, las componentes de la presión estática no desaparecen cuando la velocidad es cero.

Antes de aplicar la segunda ley de Newton, se deben conocer los flujos de momento del fluido a través del volumen de control. El flujo de masa en cada dirección hará su contribución al flujo de momento x total. Por ejemplo, el flujo de masa a través del plano y-z perpendicular a la superficie x es (ρu) , y el flujo de momento x es $(\rho u)u$. La velocidad neta a la que el momento atraviesa el volumen de control es:

$$\frac{\partial[(\rho u)u]}{\partial x} dx(dy) + \frac{\partial[(\rho v)u]}{\partial y} dy(dx) \quad (25)$$

Si igualamos la velocidad de cambio del momento x con la suma de las fuerzas en la dirección x obtenemos:

$$\frac{\partial[(\rho u)u]}{\partial x} + \frac{\partial[(\rho v)u]}{\partial y} = \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + X \quad (26)$$

Al expandir las derivadas del lado izquierdo, y teniendo en cuenta la ecuación 22 de la conservación de la masa anterior, la ecuación anterior se simplifica en el caso de la dirección x a:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} (\sigma_{xx} - p) + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + X \quad (27)$$

De la misma forma para la dirección y tenemos:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial y} (\sigma_{yy} - p) + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + Y \quad (28)$$

Estas dos últimas ecuaciones (27 y 28) junto con la de conservación de la masa (22), deben cumplirse en todos los puntos de la capa límite, y resolviéndolas se obtiene el campo de velocidades.

4.2. Capa límite térmica

Para el estudio de la capa límite térmica, se empleará la ley de conservación de la energía. Para un sistema cualquiera que pase por cualquier tipo de proceso, el balance de energía se define como:

$$E_{sate} - E_{sale} = \Delta E_{sistema} \quad (29)$$

Durante un proceso estacionario, la energía en el volumen de control considerado en la capa límite térmica (sin tener en cuenta la energía debida a la difusión de especies) permanece constante. La energía se puede transferir mediante calor, trabajo o masa. Teniendo en cuenta esto, la ecuación anterior queda:

$$(E_{sale} - E_{sale})_{calor} + (E_{sale} - E_{sale})_{trabajo} = 0 \quad (30)$$

En la transferencia de energía que se produce por calor se debe incluir la energía interna e y la energía cinética $V^2/2$ donde $V^2 = u^2 + v^2$, que se transportan con el movimiento global del fluido por advección a través de la superficie de control. Para la dirección x , la velocidad a la que entra esta energía en el volumen de control es:

$$\begin{aligned} E_{adv,x} - E_{adv,x+dx} &= \rho u \left(e + \frac{V^2}{2} \right) dy - \left\{ \rho u \left(e + \frac{V^2}{2} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left[\rho u \left(e + \frac{V^2}{2} \right) \right] dx \right\} dy \\ &= \frac{\partial}{\partial x} \left[\rho u \left(e + \frac{V^2}{2} \right) \right] dx dy \end{aligned} \quad (31)$$

Además, mediante procesos moleculares, la energía se trasfiere a través de la superficie de control. Si el fluido fuese una mezcla de especies, además de la transferencia debida a la conducción, habría una transferencia de energía debida a la difusión de las especies, lo cual no tendremos en cuenta en este desarrollo. Por tanto, la transferencia de energía en el volumen de control por conducción será:

$$\begin{aligned} E_{cond,x} - E_{cond,x+dx} &= - \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) dy - \left[-k \frac{\partial T}{\partial x} - \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} dx \right) \right] dy \\ &= \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) dx dy \end{aligned} \quad (32)$$

Las fuerzas de cuerpo y superficiales producirán un trabajo. El trabajo total producido por estas fuerzas en la dirección x es:

$$W_{totzl,x} = (Xu) dx dy + \frac{\partial}{\partial x} [(\sigma_{xx} - \rho)u] dx dy + \frac{\partial}{\partial y} (\tau_{xy}u) dx dy \quad (33)$$

En la ecuación anterior, el primer término de la derecha representa el trabajo realizado por las fuerzas de cuerpo, y los demás términos representan el trabajo realizado por las fuerzas viscosas y de presión.

Teniendo en cuenta las ecuaciones 31, 32 y 33 el principio de conservación de la energía se define como:

$$\begin{aligned} -\frac{\partial}{\partial x} \left[\rho u \left(e + \frac{V^2}{2} \right) \right] - \frac{\partial}{\partial y} \left[\rho v \left(e + \frac{V^2}{2} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + (Xu + Yv) \\ - \frac{\partial}{\partial x} (\rho u) - \frac{\partial}{\partial y} (\rho v) + \frac{\partial}{\partial x} (\sigma_{xx}u + \tau_{xy}v) + \frac{\partial}{\partial y} (\sigma_{yy}u + \tau_{xy}v) + q = 0 \end{aligned} \quad (34)$$

El término q representa la energía generada por unidad de volumen. En esta ecuación están incluidas tanto la energía térmica interna como cinética, por lo que es conveniente obtener otra ecuación más apropiada para los problemas de transferencia de calor. Esta expresión se denomina ecuación de energía térmica, y se obtiene multiplicando las ecuaciones 27 y 28 por u y v respectivamente, y restando el resultando a la ecuación 34. El resultado después de las simplificaciones correspondientes es:

$$\rho u \frac{\partial e}{\partial x} + \rho v \frac{\partial e}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) - p \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \mu \phi + q \quad (35)$$

Dónde el término $\phi \left(\frac{\partial u}{\partial v} + \frac{\partial v}{\partial y} \right)$ representa una conversión reversible entre energía cinética y térmica.

Si en la ecuación 35 se introduce la definición de entalpía como $h = e + \frac{p}{\rho}$ y teniendo en cuenta la ecuación 22 obtenemos:

$$\rho u \frac{\partial h}{\partial x} + \rho v \frac{\partial h}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \left(u \frac{\partial p}{\partial x} + v \frac{\partial p}{\partial y} \right) + \mu \phi + q \quad (36)$$

En la ecuación anterior podemos expresar el lado izquierdo en función de la temperatura, lo cual dependerá de la sustancia. Por ejemplo, para un gas ideal tenemos que $dh = Cp \cdot dT$, la ecuación queda:

$$\rho \cdot C_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right) + \left(u \frac{\partial p}{\partial x} + v \frac{\partial p}{\partial y} \right) + \mu \phi + q \quad (37)$$

Otro caso sería si la sustancia fuera incompresible. En este caso $C_p = C_v$, la ecuación 22 se reduce a:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (38)$$

Y la ecuación de energía térmica para una sustancia incompresible queda de la siguiente forma, teniendo en cuenta que $de = C_v \cdot dT = C_p \cdot dT$

$$\rho \cdot C_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right) + \mu \phi + q \quad (39)$$

El término $\mu \phi$ representa la disipación viscosa, es decir, la velocidad a la que la energía cinética se transforma de forma irreversible en energía térmica debido a los efectos viscosos del fluido, y se define como:

$$\mu \phi = \mu \left\{ \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + 2 \cdot \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 \right] - \frac{2}{3} \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 \right\} \quad (40)$$

4.3. Aproximaciones y simplificaciones de las ecuaciones:

Las ecuaciones que se han obtenido anteriormente dan una explicación completa de los procesos físicos que intervienen en las capas límites estudiadas. No obstante, no siempre es necesario tener en cuenta todos los términos, lo que dificulta encontrar una solución a estas ecuaciones. Por ello, normalmente se trabaja con ecuaciones simplificadas. Las condiciones consideradas para la simplificación de estas son:

- Se considera un flujo incompresible, es decir, de densidad constante.
- Las propiedades como conductividad y difusividad térmica se consideran constantes.
- Se simplifican las fuerzas de cuerpo. $X = Y = 0$
- No existe generación de energía. $q = 0$

Además, se pueden realizar otras simplificaciones, para las que se tendrán en cuenta los órdenes de magnitud. Analizando los órdenes de magnitud de la ecuación de continuidad, con l siendo la longitud característica del cuerpo, δ el espesor de la capa límite y U y v las componentes de velocidad en x e y respectivamente, se obtiene:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \rightarrow \frac{U}{l} \sim \frac{v}{\delta} \rightarrow v \sim U \cdot \frac{\delta}{l} \ll U \quad (41)$$

Como el espesor de la capa límite es mucho menor que la longitud característica, se deduce que la componente x de la velocidad es mucho mayor que la componente y . Se realiza el mismo procedimiento para la ecuación de la cantidad de movimiento. Para ello, se expresan antes los términos de los esfuerzos viscosos en función de otras variables de flujo. La ecuación 27 toma la forma:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (42)$$

Siendo ν la viscosidad cinemática del fluido.

El análisis de órdenes de magnitud de la ecuación anterior queda:

$$\frac{U^2}{l} + \frac{Uv}{\delta} = \frac{\Delta xp}{\rho l} + \nu \left(\frac{U}{l^2} + \frac{U}{\delta^2} \right) \quad (43)$$

Teniendo en cuenta el resultado 41 los términos a la izquierda son del mismo orden $\frac{U^2}{l} \ll \frac{U}{\delta^2}$, los términos viscosos son del orden $\frac{\nu U}{\delta^2}$. Como en la capa límite los efectos viscosos deben ser importantes. El orden de magnitud del espesor de la capa límite debe ser:

$$v \cdot \frac{U}{\delta^2} \sim \frac{U^2}{l} \rightarrow \delta \sim \sqrt{\frac{\nu l}{U}} \sim l \cdot \sqrt{\frac{\nu}{Ul}} \sim \frac{l}{\sqrt{Re}} \ll l \quad (44)$$

Además, de la ecuación 43 se deduce que $\Delta xp \sim \rho U^2$, por lo que la presión juega un papel importante. Para determinar el orden de magnitud de las variaciones de presión, analizamos la ecuación de cantidad de movimiento en el eje y . este análisis lleva l resultado de que la presión en la capa límite no varía transversalmente a la misma, y es igual a la presión que impone la corriente exterior, por tanto:

$$P(x, y) = P_{ext}(x) \quad (45)$$

Esto simplifica el problema mucho, ya que desaparece la incógnita de la presión. Este dato se obtendrá de la corriente exterior.

Con estos análisis de magnitud llegamos a las conclusiones de que $u \gg v$, $l \gg \delta$ y si hiciésemos el mismo análisis en la ecuación de la energía el resultado nos mostraría $\partial T / \partial y \gg \partial T / \partial x$. Estos resultados implican diversas consecuencias:

- El esfuerzo cortante se reduce a $\tau_{xy} = \tau_{yx} = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)$.
- La transferencia por conducción es mucho mayor en la dirección y .

Las ecuaciones de continuidad y cantidad de movimiento en la dirección x quedan de la siguiente forma:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (46)$$

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (47)$$

El análisis de magnitud de la ecuación de cantidad de movimiento en el eje y muestra que la ecuación 28 se reduce a:

$$\frac{\partial p}{\partial y} = 0 \quad (48)$$

La presión en la capa límite depende solo de x , y es igual a la presión exterior, por lo que $p(x)$ se supone una magnitud conocida.

Por último, la ecuación de la energía 37, tras las simplificaciones, queda de la siguiente forma:

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{v}{c_p} \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 \quad (49)$$

El último término de la ecuación anterior es lo que queda de la disipación viscosa (40).

Con estas simplificaciones, las ecuaciones 46 y 47 están desacopladas de la 49. Las ecuaciones 46 y 47 se resuelven para obtener el capo de velocidades, para, una vez conocido, calcular el gradiente de velocidad y el esfuerzo cortante mediante la expresión:

$$\tau_s = \mu \frac{\partial u}{\partial y}; y = 0 \quad (50)$$

Conocido el campo de velocidad, podemos hallar $T(x,y)$ y por tanto el coeficiente de convección.

Las ecuaciones, ya simplificadas, se pueden normalizar definiendo variables independientes adimensionales con la forma

$$\dot{x} = \frac{x}{L} \quad \dot{y} = \frac{y}{L} \quad (51)$$

Siendo L la longitud característica de la superficie. Además, se definen las variables dependientes adimensionales:

$$\dot{u} = \frac{u}{V} \quad \dot{v} = \frac{v}{V} \quad \dot{T} = \frac{T - T_s}{T_\infty - T_s} \quad (52)$$

Las ecuaciones 2.40 y 2.41 se sustituyen en las ecuaciones 2.36 y 2.38, y teniendo en cuenta que $\dot{p} = (p/\rho v^2)$ es una presión adimensional y que no se tiene en cuenta al término de la disipación viscosa, obtenemos las ecuaciones de conservación adimensionalizadas:

$$\dot{u} \frac{\partial \dot{u}}{\partial \dot{x}} + \dot{v} \frac{\partial \dot{u}}{\partial \dot{y}} = -\frac{d\dot{p}}{d\dot{x}} + \frac{\nu}{VL} \frac{\partial^2 \dot{u}}{\partial \dot{y}^2} \quad (53)$$

$$\dot{u} \frac{\partial \dot{T}}{\partial \dot{x}} + \dot{v} \frac{\partial \dot{T}}{\partial \dot{y}} = \frac{\alpha}{VL} \frac{\partial^2 \dot{T}}{\partial \dot{y}^2} \quad (54)$$

Las condiciones de contorno para resolver las ecuaciones anteriores son:

Capa Límite	Condición en la pared	Condición corriente libre
Velocidad	$\dot{u}(\dot{x}, 0) = 0$ $\dot{v}(\dot{x}, 0) = 0$	$\dot{u}(\dot{x}, \infty) = \frac{u_\infty(\dot{x})}{V}$
Térmica	$\dot{T}(\dot{x}, 0) = 0$	$\dot{T}(\dot{x}, \infty) = 1$

De las ecuaciones anteriores además se pueden obtener dos parámetros de similitud, importantes ya que nos permiten aplicar los resultados para una superficie en un conjunto de condiciones a otras superficies geoméricamente semejantes en condiciones diferentes. Estos parámetros son:

- De la ecuación 2.42 tenemos que es la inversa de número de Reynolds
- De la ecuación 2.43 tenemos que es un grupo adimensional que podemos expresar como:

$$\frac{v}{VL} \frac{\alpha}{v} = \frac{1}{Re_L} \frac{\alpha}{v} = \frac{1}{Re_L Pr} \quad (55)$$

Donde Pr es el número de Prandtl, parámetro adimensional que expresa el cociente entre la difusividad de momento mediante la viscosidad y la difusión térmica, por lo que indica el espesor relativo de las capas límite térmica y la capa límite viscosa.

Finalmente, incluyendo la forma adimensional de la ecuación de continuidad, las ecuaciones de la capa límite son las siguientes:

$$\frac{\partial \dot{u}}{\partial \dot{x}} + \frac{\partial \dot{v}}{\partial \dot{y}} = 0 \quad (56)$$

$$\dot{u} \frac{\partial \dot{u}}{\partial \dot{x}} + \dot{v} \frac{\partial \dot{u}}{\partial \dot{y}} = -\frac{\partial \dot{p}}{\partial \dot{x}} + \frac{1}{Re_L} \frac{\partial^2 \dot{u}}{\partial \dot{y}^2} \quad (57)$$

$$\dot{u} \frac{\partial \dot{T}}{\partial \dot{x}} + \dot{v} \frac{\partial \dot{T}}{\partial \dot{y}} = \frac{1}{Re_L Pr} \frac{\partial^2 \dot{u}}{\partial \dot{y}^2} \quad (58)$$

4.4. Forma funcional de las ecuaciones:

Las ecuaciones adimensionales anteriores son muy importantes, pues nos dan una idea de cómo se simplifican los resultados de capa límite. Por ejemplo, la ecuación 2.46 nos indica que, a pesar de que las condiciones en la capa límite hidrodinámica o de velocidad dependen de la densidad, viscosidad del fluido, la velocidad V y la longitud L , podemos simplificar esta dependencia agrupando las variables anteriores en el número de Reynolds. De esta manera, podemos anticipar que la solución de esta ecuación será de forma funcional la siguiente:

$$\dot{u} = f\left(\dot{x}, \dot{y}, Re_L, \frac{d\dot{p}}{d\dot{x}}\right) \quad (59)$$

El término $d\dot{p}/d\dot{x}$ representa la influencia de la geometría en la distribución de velocidad, y recordamos que se obtiene de manera independiente mediante las condiciones del flujo libre.

Podemos expresar de forma funcional el esfuerzo cortante en la superficie y el coeficiente de fricción, de gran importancia para el ingeniero. La expresión del esfuerzo cortante se muestra en la ecuación 2.39. en la superficie ($\dot{y} = 0$), el esfuerzo es

$$\tau_s = \mu \left. \frac{\partial u}{\partial y} \right|_{y=0} = \left(\frac{uV}{L} \right) \left. \frac{\partial \dot{u}}{\partial \dot{y}} \right|_{\dot{y}=0} \quad (60)$$

El coeficiente de fricción se expresa de la siguiente forma, teniendo en cuenta la ecuación 2.49:

$$C_f = \frac{\tau_s}{\rho v^2 / 2} = \frac{2}{Re_L} \left. \frac{\partial \dot{u}}{\partial \dot{y}} \right|_{\dot{y}=0} \quad (61)$$

Además, de la ecuación 2.48 sabemos que:

$$\left. \frac{\partial \dot{u}}{\partial y} \right|_{y=0} = f \left(\dot{x}, Re_L, \frac{d\dot{p}}{d\dot{x}} \right) \quad (62)$$

Por lo tanto, para una geometría definida, el coeficiente de fricción se puede expresar de forma funcional de la forma:

$$C_f = \frac{2}{Re_L} f(\dot{x}, Re_L) \quad (63)$$

Este resultado nos muestra que, para una geometría en concreto, el coeficiente de fricción solo depende de una coordenada espacial adimensional y del número de Reynolds, por lo que la función que relaciona dicho coeficiente de fricción con \dot{x} y Re_L es de aplicación universal, es decir, válida para diferentes fluidos y diferentes valores de V y L .

De igual manera que hemos obtenido la fórmula funcional anterior, podemos obtenerla de la ecuación 2.47. la solución se puede expresar de la siguiente forma:

$$\dot{T} = f \left(\dot{x}, Re_L, Pr \frac{d\dot{p}}{d\dot{x}} \right) \quad (64)$$

Vemos que \dot{T} depende de $d\dot{p}/d\dot{x}$. Esto es causa de la influencia del movimiento del fluido (\dot{u} y \dot{v}) sobre las condiciones térmicas.

De la definición del coeficiente de convección, y de las variables adimensionales obtenemos:

$$h = \frac{-k_f (T_\infty - T_s) \frac{\partial \dot{T}}{\partial y} \Big|_{y=0}}{L (T_s - T_\infty)} = \frac{-k_f \frac{\partial \dot{T}}{\partial y} \Big|_{y=0}}{L} \quad (65)$$

A través de esta expresión podemos definir un nuevo parámetro adimensional muy importante, el número de Nusselt:

$$Nu = \frac{hL}{k_f} = \frac{\partial \dot{T}}{\partial y} \Big|_{y=0} \quad (66)$$

De la ecuación 2.53 se puede obtener una relación funcional para el número de Nusselt, que para una geometría establecida toma la forma:

$$Nu = f(\dot{x}, Re_L, Pr) \quad (67)$$

El número de Nusselt es para la capa límite térmica lo que el coeficiente de fricción para la capa límite hidrodinámica. Si conocemos Nu podemos obtener el coeficiente de convección h , y a partir de la ecuación 2.1 se puede calcular el flujo de calor.

No obstante, el coeficiente de convección promedio se obtiene al integrar sobre la superficie del cuerpo, luego debe ser independiente de la variable espacial \dot{x} , por tanto, el número de Nusselt promedio toma la siguiente expresión:

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h}L}{k_f} = f(Re_L, Pr) \quad (68)$$

No debe perderse la importancia de esta ecuación, pues nos indica que los resultados de la transferencia de calor por convección se representan en función de tres parámetros adimensionales, en lugar de los siete parámetros originales. Además, si obtenemos de cualquier manera la forma de la dependencia funcional, por ejemplo, a partir de mediciones de laboratorio, sabemos que podemos aplicar esa forma de manera universal, es decir, aplicarla a diferentes flujos, velocidades y escalas de magnitud, siempre y cuando las simplificaciones tomadas sigan siendo válidas.

5. Convección libre:

La convección libre o natural se origina cuando una fuerza de cuerpo actúa sobre un fluido en el que hay gradientes de densidad. El efecto neto es una fuerza de empuje, que induce corrientes de convección libre. En el caso más común el gradiente de densidad se debe a un gradiente de temperatura, y la fuerza de cuerpo se debe al campo gravitacional.

Como las de velocidades de flujo de convección libre son mucho más pequeñas que las que se asocian con la convección forzada, las transferencias de calor por convección correspondientes también son más pequeñas. Sin embargo, esto no significa que estos procesos sean menos importantes, ya que, en muchos sistemas que incluyen efectos de transferencia de calor multimodales, la convección libre proporciona la mayor resistencia a la transferencia de calor y por tanto juega un papel importante en el diseño

o funcionamiento del sistema. Además, cuando se desea minimizar la transferencia de calor o minimizar el costo de operación, a menudo se prefiere la convección libre a la forzada.

Existen muchas aplicaciones de convección libre. Esta influye en la transferencia de calor de tubos y líneas de transmisión, así como de varios dispositivos electrónicos. Además, es importante para transferir calor de calentadores de zócalo eléctrico o radiadores de vapor para aire ambiental y para disipar calor del serpentín de una unidad de refrigeración al aire de los alrededores.

Como para la convección forzada, las ecuaciones que describen la transferencia de momento y energía en a convección libre se originan de los principios de conservación relacionados. Además, los procesos específicos son como los que se denominan en la convección forzada. Las fuerzas inerciales y viscosas siguen siendo importantes, como los son la transferencia de energía por advección y difusión. La diferencia entre los dos flujos es que, en la convección libre, las fuerzas de empuje juegan un papel principal. Son tales fuerzas las que, de hecho, sostienen el flujo.

Si se considera un flujo laminar de capa límite gobernado por fuerzas de flotación y se suponen condiciones de propiedades constantes bidimensionales estables en las que la fuerza de gravedad actúa en la dirección x negativa. También, comuna excepción se supone que el fluido es incompresible. La excepción implica explicar el efecto de la densidad variable e la fuerza de flotación (aproximación de Boussinesq), pues esta variación es la que induce el movimiento del fluido. finalmente, se supone que son válidas las aproximaciones de capa límite.

Con todas estas simplificaciones, se puede decir que la forma apropiada de la ecuación del momento es:

$$u \cdot \frac{\partial u}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} - g + \nu \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (69)$$

Si se tienen en cuenta que:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = -\rho_{\infty} \cdot g \quad (70)$$

Y que, al sustituir en la ecuación principal, el primer término en el lado derecho de la ecuación es la fuerza de flotación, y el flujo se origina debido a que la densidad ρ es variable. El origen de esta variación se puede hacer más explícita al introducir el coeficiente volumétrico de expansión térmica.

$$\beta = \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (71)$$

Esta propiedad termodinámica del fluido proporciona una medida de la cantidad por la cual cambia la densidad en respecto a un cambio en la temperatura a presión constante. Al sustituirlo, la ecuación del movimiento queda:

$$u \cdot \frac{\partial u}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial u}{\partial y} = g \cdot \beta (T - T_\infty) + v \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (72)$$

Donde ahora es aparente como la fuerza de flotación, que impulsa flujo, se relaciona con la diferencia de temperatura.

Como los efectos de empuje se confinan a la ecuación de movimiento, las ecuaciones de conservación de la masa y la energía no sufren ningún cambio. El conjunto de ecuaciones que gobierna la convección libre es entonces:

- Ecuación de conservación de la masa:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (73)$$

- Ecuación de conservación de la energía:

$$u \cdot \frac{\partial T}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \quad (74)$$

- Ecuación de conservación del momento:

$$u \cdot \frac{\partial u}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial u}{\partial y} = g \cdot \beta (T - T_\infty) + v \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (75)$$

El número característico que describe la transferencia de calor por convección es el número de Nusselt, que es una expresión adimensional del coeficiente de película, y que se relaciona con el gradiente adimensional de temperatura del fluido en las proximidades de la superficie. El número de Nusselt representa la mejora de la

transferencia de calor a través de una capa de fluido como resultado de la convección, las correlaciones de transferencia de calor (para el número de Nusselt) generalmente se expresan en términos del número de Rayleigh en convección natural y del número de Reynolds en convección forzada

Por lo tanto, es el número de Rayleigh el parámetro adimensional que gobierna el flujo de convección libre. La magnitud de este número es una buena indicación de si la capa límite de convección natural es laminar o turbulenta. Las correlaciones empíricas simples para el número de Nusselt promedio, en convección natural son de la forma:

$$Nu = c * Ra^n \quad (76)$$

Los valores de las constantes c y n dependen de la geometría de la superficie y el régimen del flujo, que se caracteriza por el rango del número de Rayleigh. El valor de n es generalmente de $n=1/4$ para flujo laminar y $n=1/3$ para flujo turbulento.

6. Convección forzada:

La dificultad de resolver analíticamente las ecuaciones del movimiento fluido lleva a la estimación de coeficientes de película para diversas geometrías y condiciones de flujo mediante técnicas experimentales.

Para ello basta con disponer de un elemento calefactado eléctrica y convenientemente aislado por la parte no expuesta y exponerlo a una corriente convectiva de velocidad conocida hasta alcanzar el régimen permanente. A partir de la medida de la diferencia de temperatura, del consumo eléctrico y de la superficie expuesta se puede inferir el valor del número de Nusselt medio, y por tanto, el coeficiente de película medio.

Habitualmente, el experimentador puede anticipar una formulación genérica del Nu , en función del tipo de geometría y condición convectiva. Por ejemplo, para el caso de convección forzada, la expresión podría ser del tipo:

$$Nu = c * Re^m * Pr^n \quad (77)$$

A partir de distintos valores de longitud L expuesta se puede buscar una curva recta de ajuste para resolver los valores de los parámetros c , m , n . Se dispone entonces de una nueva correlación empírica para el caso estudiado. Las correlaciones empíricas

tienen habitualmente un cierto rango de utilización, en términos de los números adimensionales implicados.

Dado que las propiedades térmicas del fluido varían con la temperatura, la hipótesis de propiedades constantes no sería correcta en el seno de la capa límite térmica. Por ello suelen estimarse dichas propiedades a la temperatura media de película. Alternativamente, podrían calcularse a la temperatura del fluido introduciendo un factor de corrección en la correlación empírica del tipo

$$\left(\frac{Pr_{\infty}}{Pr_{sup}}\right)^r \quad (76)$$

Donde el subíndice ∞ denota las condiciones del fluido (T_F) y el subíndice sup denota las condiciones de la superficie (T_{sup}).

Nota: existen multitud de correlaciones empíricas publicadas disponibles para todo tipo de aplicaciones. Obviamente se trata de valores aproximados de h por lo que las variaciones entre las distintas estimaciones pueden diferir notablemente (hasta un 20%).

6.1. *Convección forzada en el interior de tuberías:*

En el estudio de flujos internos es necesario considerar el efecto de borde o entrada. La capa límite de velocidad va creciendo desde la superficie interior del tubo al avanzar la corriente fluida hasta que en cierto punto converge en la línea central. A partir de entonces el efecto de la viscosidad se extiende a toda la sección recta y perfil de velocidades ya no cambia, considerándose entonces que el flujo esté completamente desarrollado.

En régimen laminar el perfil de velocidades es parabólico mientras en régimen turbulento el perfil es más plano debido al mayor grado de mezcla. El número de Reynolds crítico es aproximadamente 2300.

El paralelismo existente entre la capa límite de velocidades y la capa límite de temperaturas lleva a suponer que también existe una longitud de entrada térmica a partir de la cual el perfil de temperatura está completamente desarrollado.

7. Equipo de prácticas de convección natural y forzada

7.1. Descripción del equipo “TD 1005-Free and Forced convection” y tarjeta de adquisición de datos “VDAS MIKII”

El equipo TD-1005 es una máquina que muestra a los estudiantes de termodinámica y transferencia de calor cómo se comporta el calor en convección, tanto natural como forzada, respecto a diferentes superficies. El equipo va montado en un banco e incluye un conducto vertical que contiene la superficie de transferencia de calor elegida y todos los instrumentos necesarios.



Figura 9. Equipo TD-1005 “Free and Forced Convection”

Se incluyen 3 superficies que son placa plana, superficie fija (similar a un intercambiador de calor tubular) y superficie con aletas (similar a las aletas en los motores refrigerados por aire o disipadores electrónicos). Cada una de estas superficies lleva incorporado su propio calefactor eléctrico de potencia variable y se sujetan al conducto usando unas fijaciones simples.

El tubo vertical, con una sección de 0.0225 m^2 permite el paso del aire, por convección libre o por convección forzada. Para las pruebas de convección libre, el aire caliente se eleva de la superficie y sube por el conducto. Para las pruebas de convección forzada, un ventilador de velocidad variable aspira el aire a través del conducto y a través de la superficie.

Dos controladores permiten establecer diferentes velocidades de aire y potencia de calefacción, para una amplia gama de pruebas.

Por un lado, la potencia máxima que permite el equipo es de 100 W, pero debemos tener en cuenta una particularidad al hacer las pruebas con las diferentes placas, y es que cuando estas llegan a una temperatura de 100 °C, el equipo se apaga y la superficie comienza a enfriarse. Por lo que realmente tendremos una potencia máxima permitida para cada superficie dependiendo de que cuanto calor absorba cada una. En cuanto al ventilador, tiene una velocidad máxima de 5 m/s.

El equipo además dispone de sensores de temperatura que miden la temperatura corriente arriba y corriente abajo de la superficie; así como la temperatura en la superficie de la transferencia de calor. El sensor corriente abajo se mueve en un mecanismo transversal, para medir la distribución de la temperatura a través del conducto, permitiendo el cálculo del flujo de salida de temperatura. Una sonda adicional permite a los estudiantes medir la distribución de la temperatura, a lo largo de las superficies extendidas, de las superficies de transferencia del calefactor fijo y con aletas. Además, un anemómetro sensible mide la velocidad el aire.

La potencia de calefacción, la velocidad del aire y las temperaturas medidas por las termocuplas se muestran en una pantalla digital.

Este equipo cuenta con un adquisidor de datos multicanal VDAS MKII, el cual incluye un software operativo VDAS v2 con funciones como registrador gráfico con herramientas varias de tratamiento y análisis, osciloscopio, tablas, display digital, instrumento de aguja, calculadora en tiempo real para entregar datos calculados en lugar de mediciones directas, muestreo periódico o manual y exportaciones de datos.

Por lo tanto, este adquisidor de datos proporciona una ventaja al facilitarnos el estudio realizado en este equipo, existiendo la posibilidad de visualizar el comportamiento de cada una de las superficies, debido a la transmisión de calor, en el momento experimental mediante un monitor, además de recoger y guardar todos estos datos de potencia y temperatura obtenidos durante el ensayo.

En cuanto a las características de las tres superficies disponibles para estudiar son las siguientes:

- **Superficie plana:** esta es simplemente una superficie plana de aluminio. Es única con respecto a las otras dos ya que encaja a ras de la pared del conducto y no tiene pasadores ni aletas adicionales. Las dimensiones de esta placa son 0.11 m de alto y 0.105 m de ancho, con una superficie de transmisión de $0.01155 m^2$.

De acuerdo a lo anterior, la potencia máxima que permite esta superficie para que el equipo no llegue a una temperatura de 100 °C es de 22 W para convección libre y 25 W para convección forzada.

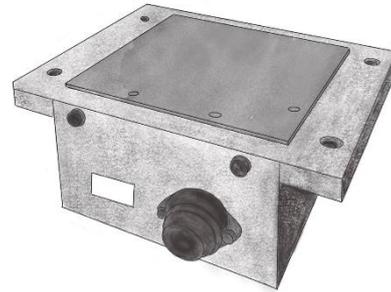
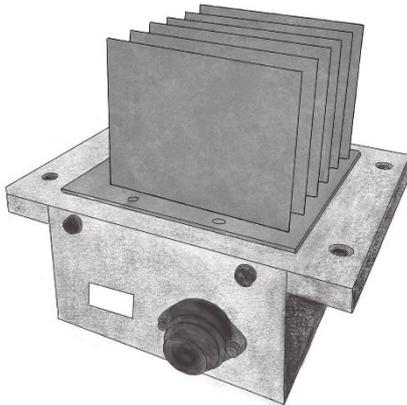


Figura 10. Superficie Plana.

- **Superficie con aletas:** esta es una superficie bastante popular usada como disipador de calor para evitar el sobrecalentamiento en componentes de circuitos eléctricos o electrónicos. Esta superficie incrementa el área de transferencia de calor disponible, para ayudar a transferir más calor al ambiente. Las dimensiones de la base son iguales que las de la placa anterior y las de las aletas son un espesor de 0.015 m y una longitud de 0.073 m.



La máxima potencia que soporta es de 40 W tanto en convección libre como en forzada.

Figura 11. Superficie con Aletas.

- **Superficie con pasadores:** esta superficie es popularmente usada en intercambiadores de calor, donde un flujo pasa a lo largo de los pasadores en ángulo recto con otro fluido que pasa alrededor de los pasadores. Una vez más, esta superficie incrementa el área de transferencia de calor disponible para ayudar a transferir más calor en el fluido. las dimensiones de la base son igual a las anteriores y las de las aletas son de 0.006 m de radio y 0.073 m de espesor. La máxima potencia admisible en este caso es también de 40 W.

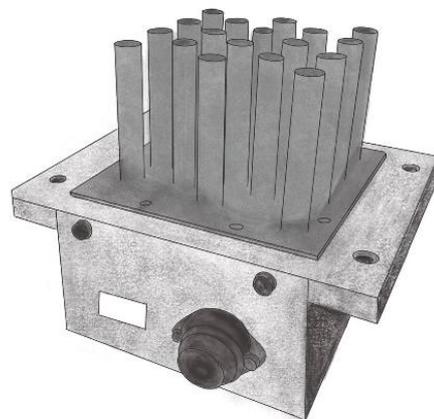


Figura 12. Superficie con Pasadores.

Por último, este equipo permite recoger y visualizar en el display los siguientes datos:

- Temperatura de entrada al conducto.
- Temperatura de salida del conducto.
- Temperatura de la base de la superficie.
- Potencia de la resistencia eléctrica.
- Velocidad del ventilador.
- Adicionalmente, la temperatura de las aletas.

7.2. Otros equipos del mercado

Actualmente, no existe una gran variedad de equipos como este, sin embargo, en el mercado podemos encontrar una serie de productos, llamada "TSTCB", que ha sido diseñada para el estudio de la transferencia de calor a pequeña escala. Esta es de la marca EDIBON y consta de una variedad de equipos como por ejemplo para el estudio de la transferencia de calor por radiación o la conductividad térmica en gases y fluidos.

En cuanto al equipo para el estudio de la transmisión de calor por convección libre y forzada, comparado con el TD 1005, tiene unas funcionalidades muy parecidas. Está formado por un conducto donde ocurre la transferencia de calor, tanto libre como forzada con la ayuda de un ventilador y 3 superficies con una resistencia térmica, una plana, y dos con aletas. Además de los sensores para medir temperatura, tanto en la entrada y salida del conducto, como en la superficie de la placa donde se produce la transmisión. Sin embargo, no posee un display donde poder ver los datos obtenidos, por lo que es necesario tener un monitor, mientras que el TD-1005 permite realizar cualquier estudio experimental si necesidad de poseer un ordenador como tal para ello.

8. Análisis de los resultados obtenidos con el equipo

Como se ha expuesto anteriormente, el equipo TD-1005 permite el estudio de la transferencia de calor, concretamente de cómo se comporta el calor en convección a través de diferentes placas, tanto en convección natural como forzada.

Para realizar dicho estudio se proponen 6 actividades, en las que se tomarán datos de las temperaturas de tres placas a diferentes potencias con el fin de determinar una correlación que demuestre como se transmite el calor por convección en función de la geometría de las placas a estudiar en el equipo TD-1005.

En primer lugar, para realizar los tres estudios de las placas en convección forzada se hará uso del ventilador que tiene el equipo en la parte inferior del conducto, el cual puede llegar hasta una velocidad de 5 m/s.

Por tanto, se calentará la placa a estudiar hasta una temperatura máxima (la cual no puede ser mayor de 100 °C por seguridad del equipo), mediante una resistencia eléctrica. Esta tendrá una potencia fija y la velocidad del ventilador se irá aumentando, por lo que la toma de datos se hará en intervalos de unos 0.5 m/s aproximadamente. Esta diferencia de velocidad no será exacta en cada una de las medidas que se tomen debido a que se ajusta mediante una rueda poco precisa. Sin embargo, no afectará a el análisis de los resultados.

Se debe tener en cuenta que las correlaciones obtenidas en este estudio son únicas, debido a que dependen de las condiciones concretas que se tienen en este equipo y las condiciones (material, tamaño, forma, etc.) de cada una de las placas a estudiar.

8.1. ACTIVIDAD 1: Convección forzada placa plana

La primera placa para estudiar es una placa totalmente plana de dimensiones 110x105 mm y una superficie de 0.1155 m². En este caso la potencia es constante a lo largo de todo el estudio y tiene un valor de 25 W, mientras que la velocidad del ventilador va aumentando en intervalos de 0.6 $\frac{m}{s}$ aproximadamente.

El equipo, como se ha comentado anteriormente, permite mediante sondas conocer tres temperaturas: la de entrada del conducto, la de salida y la de la superficie de estudio.

Las temperaturas que se han obtenido en este caso son las siguientes:

Velocidad (m/s)	0.7	1.4	2	2.5	3.2	3.8
T1 °C (entrada)	17.6	17.6	17.8	16.6	16.8	17
T2 °C (superficie)	98.6	93.1	86.8	78.6	74	71
T3 °C (salida)	17.7	17.8	17.5	16.5	16.6	16.7

Para determinar cómo se comporta esta placa en convección forzada, se calcula el número adimensional de Nusselt, el cual relaciona el coeficiente de película con el gradiente de temperatura del fluido en las proximidades de la superficie. Por lo que en primer lugar obtenemos este coeficiente de película a partir de las temperaturas obtenidas y de la superficie que se está estudiando. Ambas ecuaciones quedan definidas de la siguiente forma:

$$h = \frac{P}{Sup \cdot (T_2 - T_1)}$$

$$Nu = \frac{h \cdot \text{alto placa}}{k}$$

Siendo k una constante definida como la conductividad térmica del.

Los datos obtenidos son:

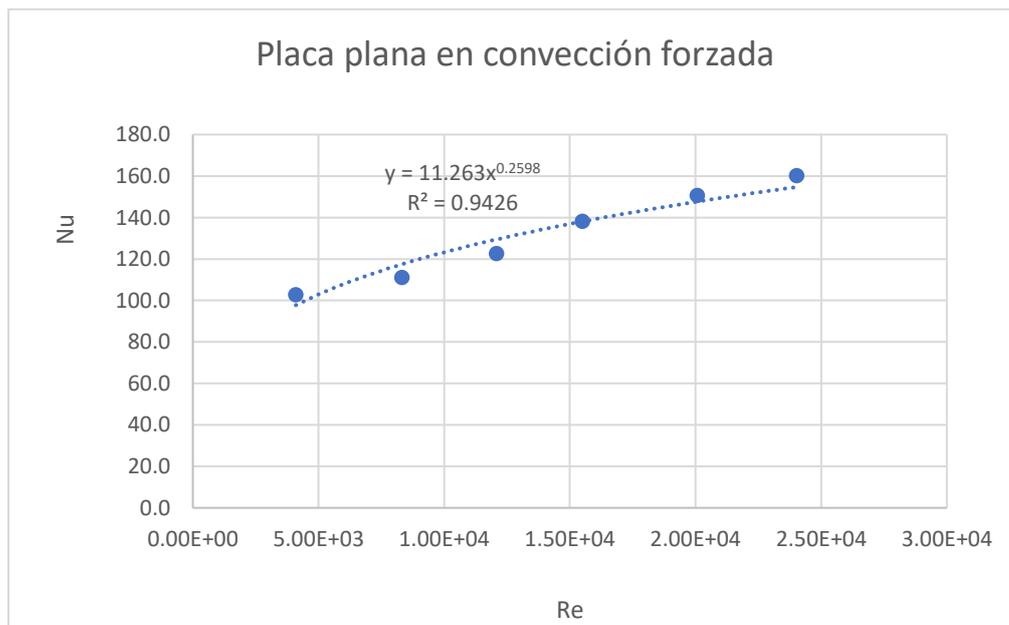
$h \text{ exp (W/m}^2\text{K)}$	26.7	28.7	31.4	34.9	37.8	40.1
Nu	102.9	111.2	122.7	138.3	150.8	160.3

A continuación, se calcula el número de Reynolds

$$Re = \frac{\text{densidad} \cdot v \cdot \text{alto placa}}{\text{viscosidad}}$$

Re	4100	8320	12100	15500	20010	24000
----	------	------	-------	-------	-------	-------

Relacionando estos dos números adimensionales es posible obtener una correlación que determine cómo se comporta una placa plana en calor por convección forzada en el interior del equipo TD-1005.

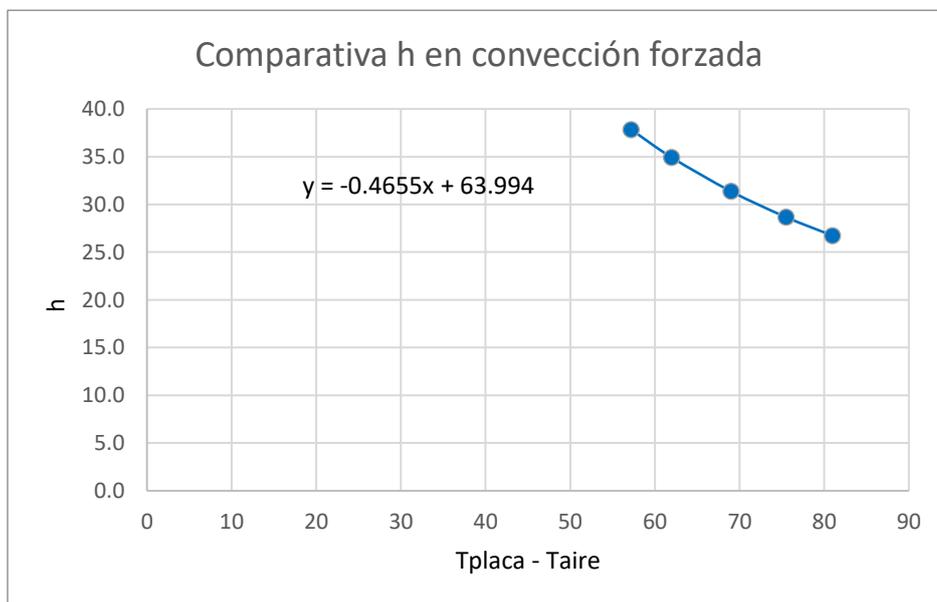


Se puede observar que a medida que aumenta al número de Reynolds debido al aumento de velocidad, aumenta también el número de Nusselt y el coeficiente de película.

La correlación obtenida para este primer paso es:

$$Nu = 11.263 \cdot Re^{0.2598}$$

Por último, hallamos la comparativa de h en función de la temperatura de la superficie de estudio y el aire.



Del cual obtenemos la siguiente correlación:

$$h = -0.4655 \cdot (T_{placa} - T_{aire}) + 63.994$$

8.2. ACTIVIDAD 2: Convección natural placa plana:

En la siguiente actividad se va a realizar el estudio de la misma placa, con las mismas dimensiones y condiciones, pero en convección natural. Es decir, se irá aumentando la potencia y no habrá influencia de un ventilador, por lo que ahora la velocidad será constante y nula.

Siguiendo el estudio anterior, se toman datos de las tres medidas necesarias para los cálculos.

Potencia (W)	5.7	9.7	13.2	17.9	22.7
T1 °C (entrada)	16.8	17	17.1	17.3	17.6
T2 °C (superficie)	40.3	55.1	67	82.6	97.8
T3 °C (salida)	17.3	18.1	18.8	19.8	20.7

Con ello, se calcula el coeficiente de película y el número de Nusselt. Obteniendo:

h exp (W/m ² K)	21	22	22.9	23.7	24.5
Nu	87.7	90.1	92.1	93.4	94.5

Para expresar la transferencia de calor en convección natural se utiliza el número de Rayleigh, el cual relaciona el número de Grashof con el número de Prandtl. Estos se calculan como:

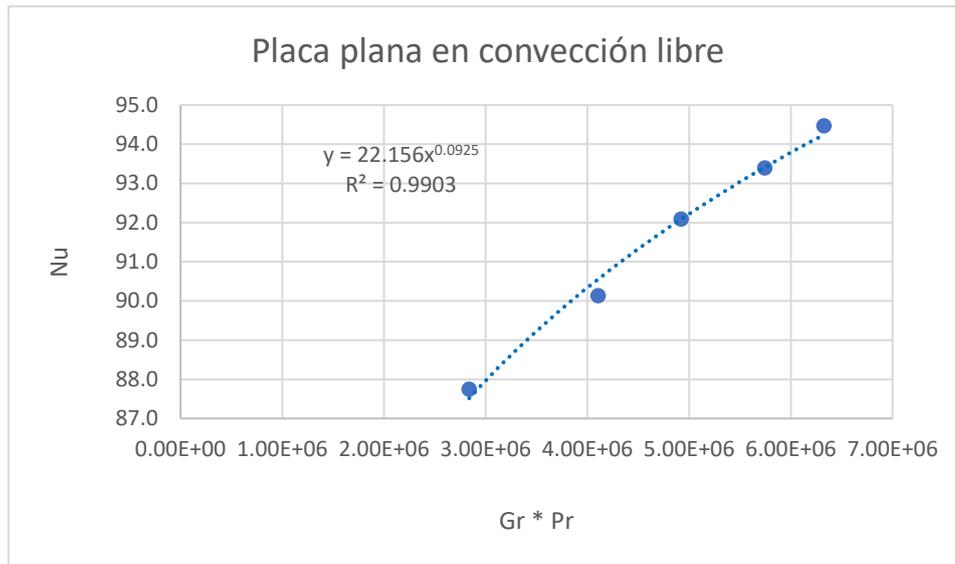
$$Gr = \frac{9.81 \cdot (\text{alto})^3 \cdot \beta \cdot (T_{sup} - T_{aire}) \cdot (\rho)^2}{(\text{viscosidad})^2}$$

$$Pr = \frac{\text{viscosidad} \cdot Cp}{k}$$

Siendo β la inversa de la temperatura media del aire, ρ la densidad y Cp la capacidad calorífica del aire.

Gr	4.01x10 ⁶	5.81x10 ⁶	6.98x10 ⁶	8.17 x10 ⁶	9.02 x10 ⁶
Pr	0.708	0.706	0.705	0.703	0.702

La relación que se obtiene es:

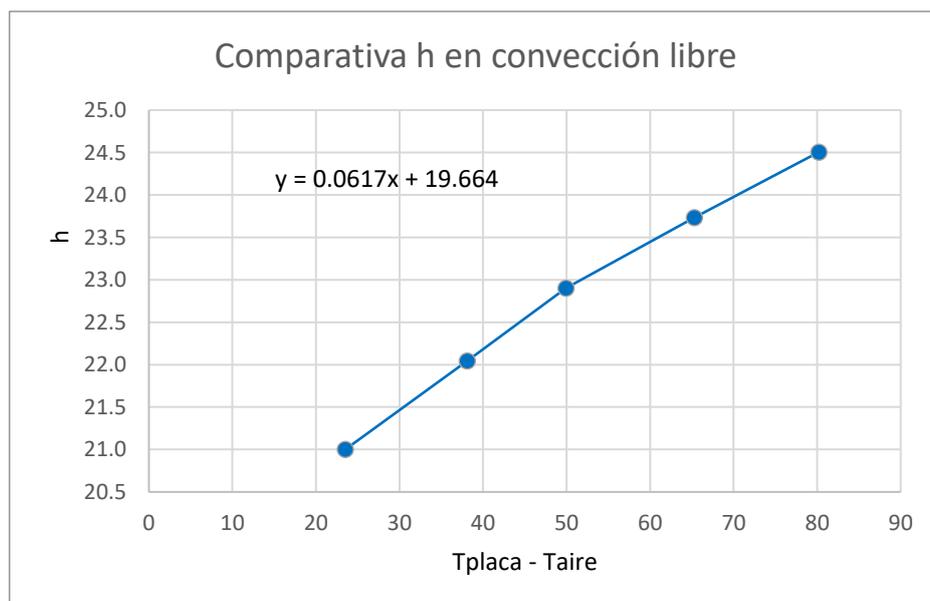


En este caso observamos que la inclinación es más pronunciada, ya que en convección natural la diferencia de temperaturas al aumentar la potencia del equipo es menor que en convección forzada, siendo en ambas opciones el tiempo que tardan en estabilizarse las temperaturas de 30 minutos aproximadamente.

La correlación obtenida para estas condiciones de placa plana en convección libre es:

$$Nu = 22.156 \cdot (Gr \cdot Pr)^{0.0925}$$

Por último, hallamos la comparativa de h en función de la temperatura de la superficie de estudio y el aire.



Del cual obtenemos la siguiente correlación:

$$h = 0.0617 \cdot (T_{placa} - T_{aire}) + 19.664$$

8.3. ACTIVIDAD 3: Convección forzada placa aletas cilíndricas

A continuación, se realiza un cambio de placa en el equipo. En este caso la placa está compuesta por aletas cilíndricas cuyas dimensiones son 0.73 m de longitud y 0.6 m de radio. Las dimensiones de la base son las mismas que en el caso anterior, 0.1155 m^2 de superficie. Como queremos ver cómo se comporta en convección forzada la potencia será constante, en este caso de 40 kW, y la velocidad del ventilador irá aumentando en intervalos de 0.6 s.

Los datos de temperatura obtenidos en este caso son los siguientes:

Velocidad (m/s)	0.6	1.2	2	2.5	3
T1 °C (entrada)	17.4	17.5	17.8	17.9	18
T2 °C (superficie)	63.2	53.8	46.5	44.7	42.2
T3 °C (salida)	22.9	20	18.4	18.2	18.1

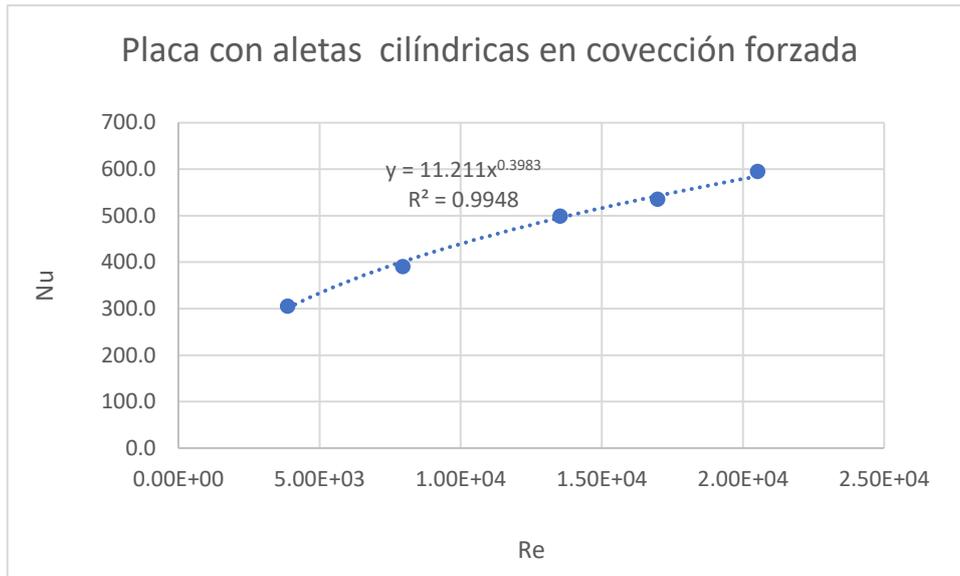
Con ello, se calcula el coeficiente de película y el número de Nusselt. Obteniendo:

h exp ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$)	75.6	95.4	120.7	129.2	143.1
Nu	305.5	390.6	498.9	535.6	595.2

Y a continuación calculamos el número de Reynolds:

Re	3870	7950	13500	17000	20500
----	------	------	-------	-------	-------

Al relacionar estos dos números obtenemos la siguiente curva:



En este caso podemos observar que, con respecto a la placa plana, la de aletas cilíndricas tiene menos variaciones en la temperatura de su superficie debido a que dichas aletas absorben gran parte del calor. Por lo tanto, obtenemos una curva menos pronunciada, y obtenemos valores de Nu más pequeños que en el caso anterior.

La correlación obtenida en este caso es:

$$Nu = 11.211 \cdot Re^{0.3983}$$

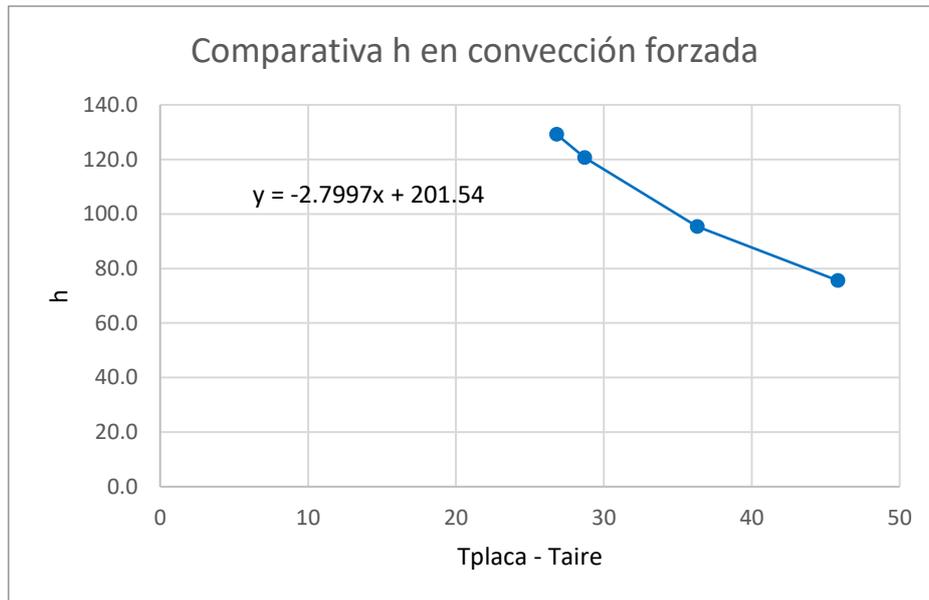
Este equipo también nos permite medir la temperatura en las aletas en lugar de en la base, gracias a una sonda móvil.

Se han tomado 3 temperaturas en cada caso, la primera muy cercana a la superficie de la base, la segunda en el medio de la aleta y la tercera en el extremo opuesto a la base. Los resultados obtenidos son los siguientes:

T1 °C	40.7	31.7	27.8	25.9	25.3
T2 °C	31.6	25	22.2	21	20.2
T3 °C	29	21.9	19.8	19.2	18.6

Como era de esperar, vemos que la zona más caliente de la aleta es la más próxima a la base, ya que es la parte de la placa que más calor absorbe.

Por último, hallamos la comparativa de h en función de la temperatura de la superficie de estudio y el aire.



Del cual obtenemos la siguiente correlación:

$$h = -2.7997 \cdot (T_{placa} - T_{aire}) + 201.54$$

8.4. ACTIVIDAD 4: Convección libre placa aletas cilíndricas

Seguidamente, se realiza el estudio del comportamiento de la misma placa, pero en convección libre, es decir la velocidad será nula, ya que no habrá influencia del ventilador, y se irá aumentando la potencia en intervalos de 10 kW aproximadamente.

Las temperaturas obtenidas en este caso son las siguientes:

Potencia (W)	15.6	22.9	30.1	40
T1 °C (entrada)	18	18.1	18.1	18.1
T2 °C (superficie)	47.1	58.7	69.5	82.4
T3 °C (salida)	25.7	28	29.6	31.4

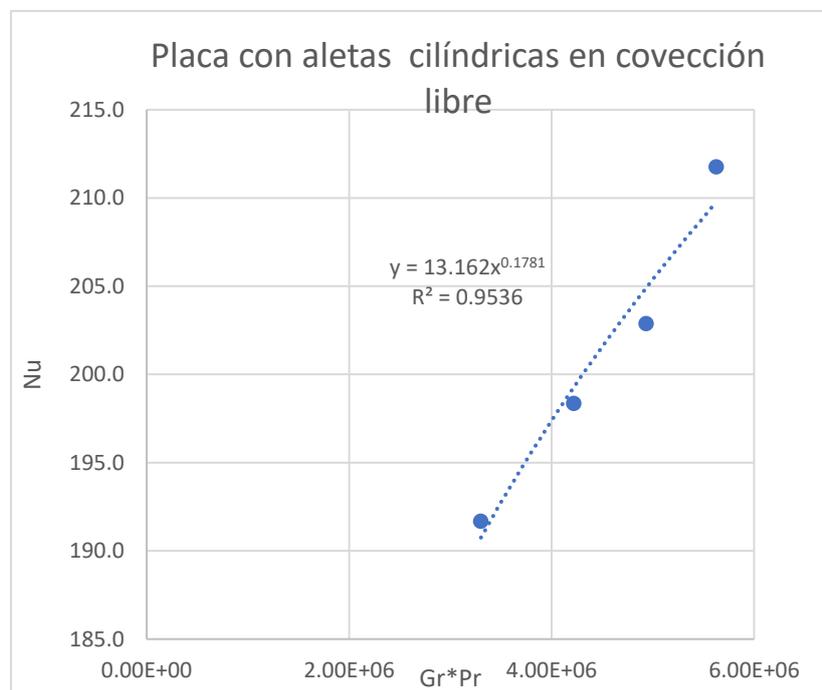
A continuación, podemos calcular los parámetros necesarios para el estudio:

$h \text{ exp (W/m}^2\text{K)}$	46.4	48.8	50.7	53.9
Nu	191.7	198.4	202.9	211.8

Además de los parámetros que expresan la transferencia de calor en convección natural:

Gr	$4.67 \cdot 10^6$	5.9810^6	7.0010^6	8.0010^6
Pr	3.3010^6	4.2210^6	4.9410^6	5.6310^6

Obteniendo así una nueva relación:



En el caso de la placa con aletas cilíndricas, se puede observar que nos movemos en valores de Nu entre 190 y 215, por lo que esta última placa es la que menos variaciones de temperatura tiene en la superficie. Esto se debe al grosor de las aletas.

La correlación obtenida es:

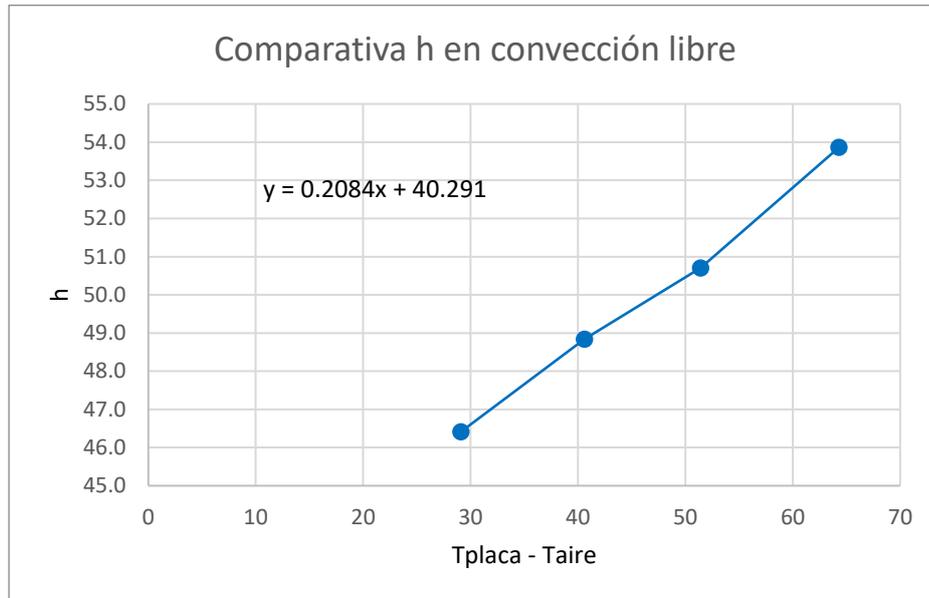
$$Nu = 13.162 \cdot (Gr \cdot Pr)^{0.1781}$$

En cuanto a las temperaturas de las aletas medidas con la sonda móvil, los datos obtenidos son los siguientes:

T1 °C	30.6	35.9	39.5	46.3
-------	------	------	------	------

T2 °C	28	32.2	35	36.9
T3 °C	26.8	30.3	32.1	33.5

Por último, hallamos la comparativa de h en función de la temperatura de la superficie de estudio y el aire.



Del cual obtenemos la siguiente correlación:

$$h = 0.2084 \cdot (T_{placa} - T_{aire}) + 40.291$$

8.5. ACTIVIDAD 5: Convección forzada placa aletas rectas

Por último, se realiza el estudio de la tercera placa. Esta vez, la placa está compuesta por aletas rectas cuyas dimensiones son 0.73 m de longitud y 0.15 m de espesor. Las dimensiones de la base siguen siendo las mismas que en los casos anteriores, 0.1155 m^2 de superficie. Como queremos ver cómo se comporta en convección forzada la potencia será constante, en este caso de 40 kW, y la velocidad del ventilador irá aumentando en intervalos de 0.6 s aproximadamente.

Realizando el mismo proceso, obtenemos las siguientes temperaturas:

Velocidad (m/s)	0.7	1.2	2	2.5	3	3.6
T1 °C (entrada)	17	17.4	17.4	17.6	17.6	17.6
T2 °C (superficie)	81.9	76.5	66.9	61.9	58.4	55.2
T3 °C (salida)	19.6	18.6	17.6	17.6	17.4	17.3

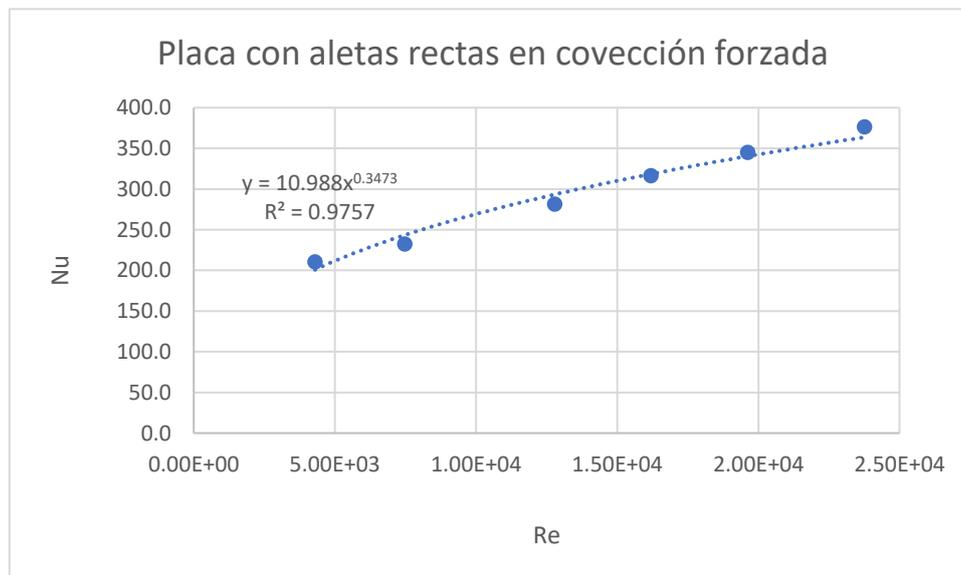
Con ello, se calcula el coeficiente de película y el número de Nusselt. Obteniendo:

$h \text{ exp (W/m}^2\text{K)}$	53.4	58.6	70.0	78.2	84.9	92.1
Nu	210.3	232.5	281.2	316.4	345.2	376.3

Y a continuación calculamos el número de Reynolds:

Re	4300	7460	12800	16200	19600	23800
----	------	------	-------	-------	-------	-------

Al relacionar estos dos números obtenemos la siguiente curva:



Esta última placa, podríamos decir, que es un caso intermedio entre los otros dos, ya que, la superficie no absorbe tanta temperatura como la placa plana, pero las absorbe más que la placa con aletas cilíndricas. Esto se debe a la forma y el espesor de las aletas de cada una de las placas. Por ello, no se alcanzan números de Nu tan altos como en el primer estudio, pero si se puede observar que el rango que se obtiene es más amplio que en el estudio de la placa con aletas cilíndricas.

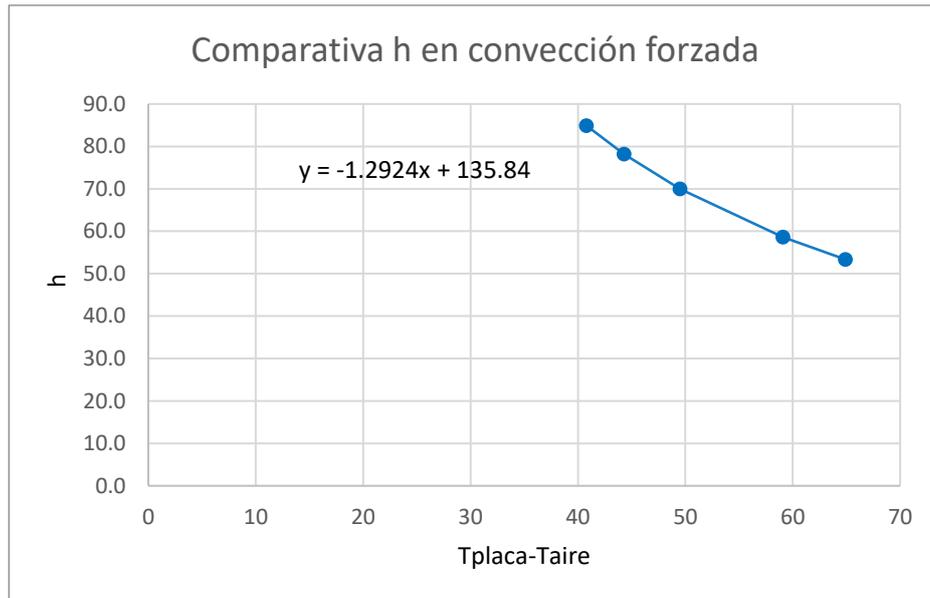
La correlación que se obtiene en este caso es:

$$Nu = 10.988 \cdot Re^{0.3473}$$

Las temperaturas de las aletas en este caso son:

T1 °C	45.6	38.7	31.6	24.7	23.5	22.7
T2 °C	30.1	23	20.5	19.6	19.4	18.6
T3 °C	25.5	20.2	18.4	18.1	18	17.8

Por último, hallamos la comparativa de h en función de la temperatura de la superficie de estudio y el aire.



Del cual obtenemos la siguiente correlación:

$$h = -1.2924 \cdot (T_{placa} - T_{aire}) + 135.84$$

a. **ACTIVIDAD 6: Convección libre placa aletas rectas**

Como última actividad, se realiza el estudio de la placa de aletas rectas en convección libre. Para ello, se apaga el ventilador y se va aumentando la potencia en intervalos de 5 kW aproximadamente.

Los datos obtenidos son los siguientes:

Potencia (W)	9.9	15	20	25	33	40
T1 °C (entrada)	18.1	18.3	18.3	18.4	18.5	18.8
T2 °C (superficie)	40.4	50.6	60.3	69.1	81.7	95.5
T3 °C (salida)	20.8	22.3	23.6	24.4	25.5	28.1

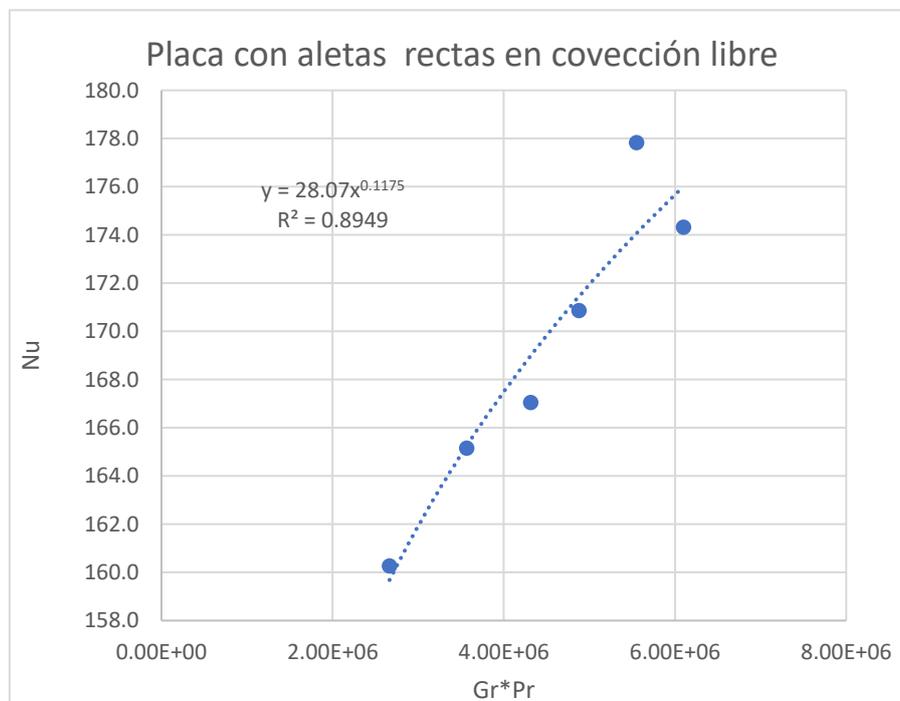
A continuación, podemos calcular los parámetros necesarios para el estudio:

h exp (W/m ² K)	38.4	40.2	41.2	42.7	45.2	45.2
Nu	160.3	165.2	167.1	170.9	177.8	174.3

Además de los parámetros que expresan la transferencia de calor en convección natural:

Gr	3.76 · 10 ⁶	5.05 · 10 ⁶	6.11 · 10 ⁶	6.92 · 10 ⁶	7.89 · 10 ⁶	8.69 · 10 ⁶
Pr	2.66 · 10 ⁶	3.57 · 10 ⁶	4.31 · 10 ⁶	4.88 · 10 ⁶	5.55 · 10 ⁶	6.10 · 10 ⁶

Obteniendo así una nueva relación:



Por último, se vuelve a comprobar en convección natural la diferencia de temperaturas al aumentar la potencia del equipo es menor que en convección forzada.

La correlación obtenida en este último caso es:

$$Nu = 28.07 \cdot (Gr \cdot Pr)^{0.1175}$$

En cuanto a las temperaturas de las aletas medidas con la sonda móvil, los datos obtenidos son los siguientes:

T1 °C	28.6	35.8	43.3	45.3	54.6	62.1
T2 °C	24.3	28.1	31.3	35	37.2	40.4
T3 °C	23	25.5	27.5	31.1	31.8	32.9

Por último, hallamos la comparativa de h en función de la temperatura de la superficie de estudio y el aire.



Del cual obtenemos la siguiente correlación:

$$h = 0.1607 \cdot (T_{placa} - T_{aire}) + 34.79$$

9. Observaciones para la elaboración de la práctica

En este apartado se indican una serie de puntos a tener en consideración a la hora de elaborar la práctica con alumnos, ya que el equipo que se va a usar para ello y el estudio experimental que permite realizar tienen algunas peculiaridades.

- Se debe tener en cuenta que el equipo TD-1005 se trata de un conducto interior de dimensiones limitadas y resulta difícil poder ajustar los resultados a las correlaciones que habitualmente se describen en las clases de teoría. No obstante, esto no significa que el aporte de esta experiencia a los alumnos que van a realizar las prácticas no sea importante. Este equipo les dará la oportunidad de entender realmente la dificultad que hay en explicar un

fenómeno como la transmisión de calor por convección y la influencia de las diferentes variables y tipologías del problema.

- Es importante saber que se incluye un dossier válido para las 6 experiencias completas. En cada una de ellas deberían tomarse entre 4 y 6 medidas diferentes de temperatura para poder sacar una correlación válida en función de cada placa. Sin embargo, el equipo tarda en estabilizarse entre 10 y 15 minutos entre toma y toma de datos. Por ello, lo más óptimo sería elegir una placa a estudiar y dividir la práctica en dos sesiones de 1 hora aproximadamente. Las medidas se realizarían en grupos de 3 o 4 personas como máximo.
- Las asignaturas de transmisión de calor suelen ser comunes en las ingenierías, por lo que el número de alumnos es elevado. Por ejemplo, el grupo de prácticas de transmisión de calor en el grado de tecnologías industriales es de entre 15 y 25 alumnos. Por todo ello, se propone que cada grupo realice el estudio de una placa diferente y dedicar una última sesión a poner en común y analizar todos los resultados obtenidos

10. Modelo dossier de prácticas experimentales a realizar.

Para que los alumnos puedan hacer un seguimiento y análisis de los datos que van obteniendo, a continuación, se proponen 4 modelos de dossier diferentes para las 6 actividades que podemos realizar con el equipo.

Dos de estos estarán enfocados a convección libre y forzada para placa plana y los otros dos a convección libre y forzada para superficies con aletas extendidas, los cuáles serán válidos tanto como para la superficie de aletas cilíndricas como para la de aletas rectangulares.

10.1. PRÁCTICA 1: TRANSMISIÓN DE CALOR POR CONVECCIÓN LIBRE EN PLACA PLANA

Objetivo: calcular los parámetros que caracterizan la transmisión de calor por convección libre en el **interior de un conducto** y obtener una correlación válida para estas condiciones que pueda explicar cómo se comporta la **superficie** a estudiar.

En este caso la superficie que debe colocarse en el equipo es la siguiente:



Procedimiento a seguir:

1. Rellenar la “Tabla 1” con las medidas de la superficie.
2. Colocar la placa en la parte superior del equipo y ajustarla hasta que quede fija.
3. Encender el equipo y fijar una potencia inicial de unos 5W.
4. Esperar a que la temperatura se estabilice (10-15 min aproximadamente).
5. Ir tomando valores de temperaturas a medida que aumentamos la potencia que se disipa (temperatura de entrada y salida del conducto y temperatura de la superficie de la placa). “Tabla 2”
6. Calcular los números adimensionales que definen la convección natural
7. Análisis de datos obtenidos y obtención de correlaciones.

Tabla 1: Medidas de la placa:

Alto (m)	
Ancho (m)	
Superficie total (m ²)	

Tabla 2: Datos del equipo:

	Punto 1	Punto 2	Punto 3	Punto 4
Potencia (W)				
$T_{entrada}(^{\circ}C)$				
$T_{superficie}(^{\circ}C)$				
$T_{salida}(^{\circ}C)$				

Cálculos y análisis de los resultados:

- **Datos:**

Conductividad térmica del aire: $k = 0.026 (W/mk)$

Calor específico del aire: $C_p = 1005 (J/kg \cdot k)$

Densidad del aire: $\rho = 1.16 (kg / m^3)$

Coefficiente de expansión volumétrica: $\beta = 0.003 (K^{-1})$

Viscosidad: $\nu = 1.85 \cdot 10^{-5} (m^2/s)$

- **Otras variables (obtenidas en la práctica):**

Coefficiente de convección: $h (W/m^2K)$

Potencia: $P (W)$

Temperatura de la superficie: $T_{sup} (K)$

Temperatura de entrada: $T_{ent} (K)$

- **Ecuaciones:**

Ecuación para hallar el coeficiente de transmisión de calor: La velocidad de transferencia de calor entre una superficie sólida y un fluido por unidad de superficie por unidad de diferencia de temperatura.

$$h = \frac{P}{Sup \cdot (T_{sup} - T_{ent})}$$

Ecuación para hallar el número adimensional Nu: coeficiente de película que se relaciona con el gradiente adimensional de temperatura del fluido en las proximidades de la superficie.

$$Nu = \frac{h \cdot \text{alto placa}}{k}$$

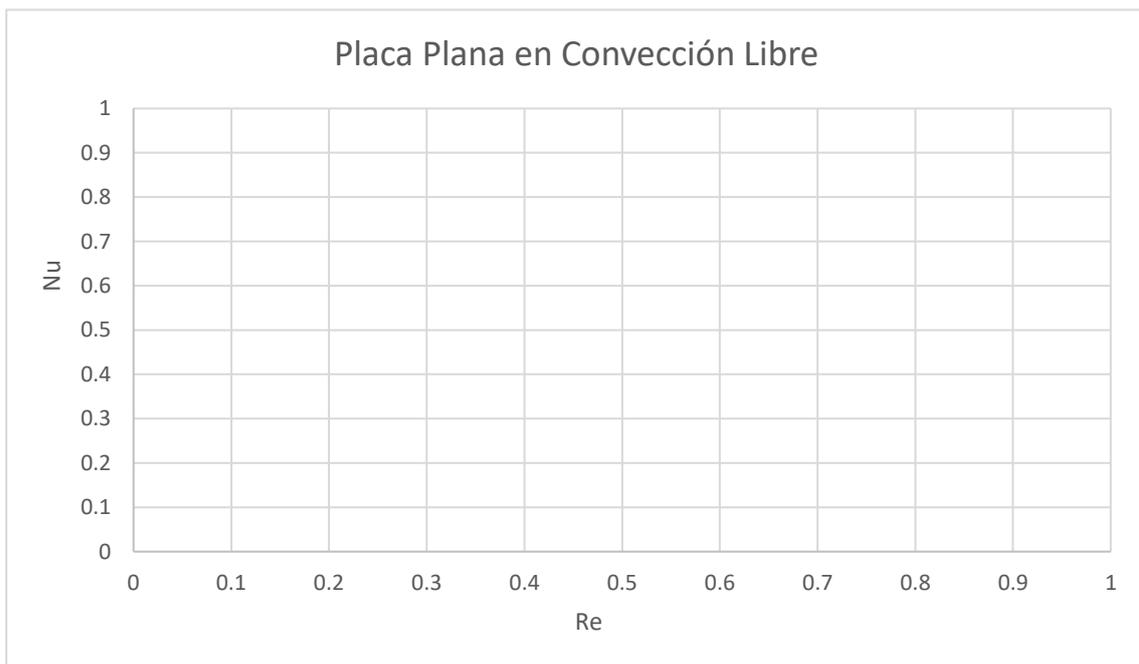
Ecuación para hallar el número adimensional Gr: relaciona las fuerzas de empuje con las fuerzas viscosas. Su papel en convección natural es muy similar al del número de Reynolds en convección forzada.

$$Gr = \frac{9.81 \cdot (\text{alto})^3 \cdot \beta \cdot (T_2 - T_1) \cdot (\rho)^2}{(\text{viscosidad})^2}$$

Ecuación para hallar el número adimensional Pr: relaciona la difusión de la cantidad de movimiento debida al efecto de la viscosidad de la difusión de calor por conducción en el fluido.

$$Pr = \frac{\text{viscosidad} \cdot Cp}{k}$$

Resultados experimentales:



Una vez obtenidos los datos de temperatura y calculado los parámetros necesarios, el alumno deberá obtener una correlación que defina como se comporta una placa plana en convección libre a partir de las condiciones del equipo TD-1005, similares las que se han obtenido en el punto 8 de este estudio.

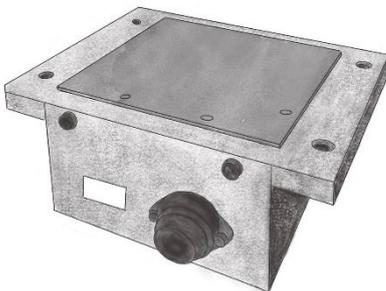
Por último, deberá determinar el valor del coeficiente de convección en función de la diferencia de temperaturas entre placa y aire.



10.2. PRÁCTICA 2: TRANSMISIÓN DE CALOR POR CONVECCIÓN FORZADA EN PLACA PLANA

Objetivo: calcular los parámetros que caracterizan la transmisión de calor por convección forzada en el **interior de un conducto** y obtener una correlación válida para estas condiciones que pueda explicar cómo se comporta la **superficie** a estudiar.

En este caso la superficie que debe colocarse en el equipo es la siguiente:



Procedimiento a seguir:

1. Rellenar la “Tabla 1” con las medidas de la superficie.

2. Colocar la placa en la parte superior del equipo y ajustarla hasta que quede fija.
3. Encender el equipo y fijar una potencia inicial de unos 5W.
4. Esperar a que la temperatura se estabilice (10-15 min aproximadamente).
8. Ir tomando valores de temperaturas a medida que aumentamos la potencia que se disipa (temperatura de entrada y salida del conducto y temperatura de la superficie de la placa). “Tabla 2”
5. Calcular los números adimensionales que definen la convección forzada.
6. Análisis de datos obtenidos y obtención de correlaciones.

Tabla 1: Medidas de la placa:

Alto (m)	
Ancho (m)	
Superficie total (m^2)	

Tabla 2: Datos del equipo:

	Punto 1	Punto 2	Punto 3	Punto 4
Potencia (W)				
$T_{entrada}(^{\circ}C)$				
$T_{superficie}(^{\circ}C)$				
$T_{salida}(^{\circ}C)$				
$Vel_{ventilador} (m/s)$				

Cálculos y análisis de los resultados:

- **Datos:**

Conductividad térmica del aire: $k = 0.026 \text{ (W/mk)}$

Calor específico del aire: $C_p = 1005 \text{ (J/kg} \cdot \text{k)}$

Densidad del aire: $\rho = 1.16 \text{ (kg/m}^3\text{)}$

Coefficiente de expansión volumétrica: $\beta = 0.003 \text{ (K}^{-1}\text{)}$

Viscosidad: $\nu = 1.85 \cdot 10^{-5} \text{ (m}^2\text{/s)}$

- **Otras variables (obtenidas en la práctica):**

Coefficiente de convección: $h \text{ (W/m}^2\text{K)}$

Potencia: $P \text{ (W)}$

Temperatura de la superficie: $T_{sup} \text{ (K)}$

Temperatura de entrada: $T_{ent} \text{ (K)}$

- **Ecuaciones:**

Ecuación para hallar el coeficiente de transmisión de calor: La velocidad de transferencia de calor entre una superficie sólida y un fluido por unidad de superficie por unidad de diferencia de temperatura.

$$h = \frac{P}{Sup \cdot (T_{sup} - T_{ent})}$$

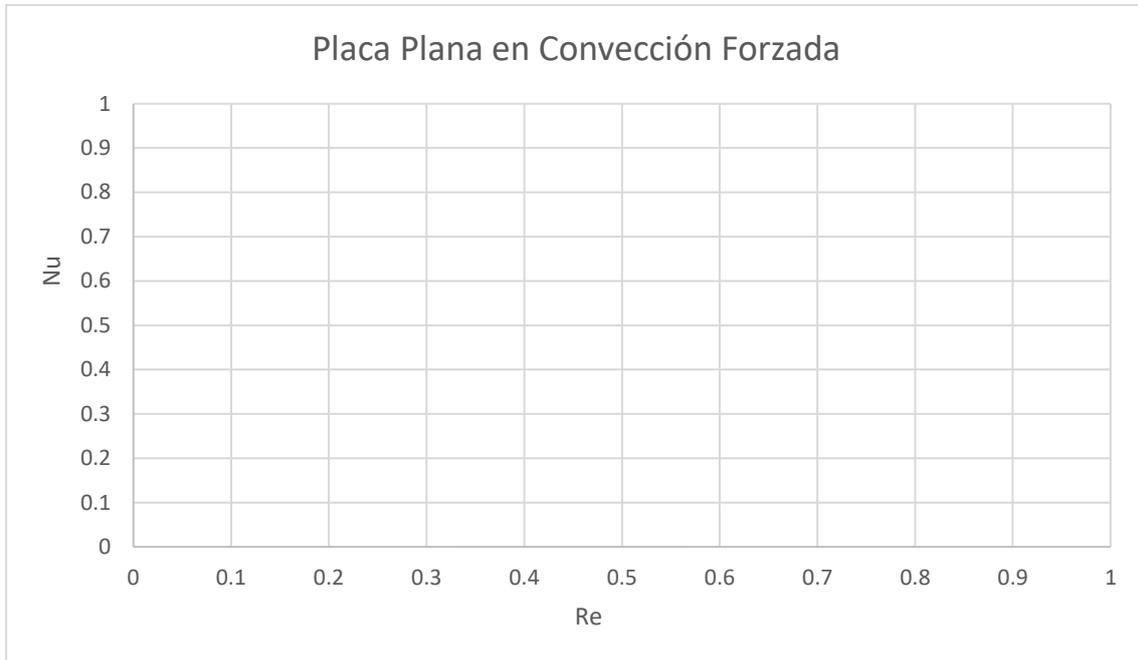
Ecuación para hallar el número adimensional Nu: coeficiente de película que se relaciona con el gradiente adimensional de temperatura del fluido en las proximidades de la superficie.

$$Nu = \frac{h \cdot \text{alto placa}}{k}$$

Ecuación para hallar el número adimensional Re: coeficiente que relaciona las fuerzas de inercia con las fuerzas viscosas.

$$Re = \frac{\text{densidad} \cdot \nu \cdot \text{alto placa}}{\text{viscosidad}}$$

Análisis de los resultados experimentales:



Una vez obtenidos los datos de temperatura y calculado los parámetros necesarios, el alumno deberá obtener una correlación que defina cómo se comporta una placa plana en convección libre a partir de las condiciones del equipo TD-1005, similares las que se han obtenido en el punto 8 de este estudio.

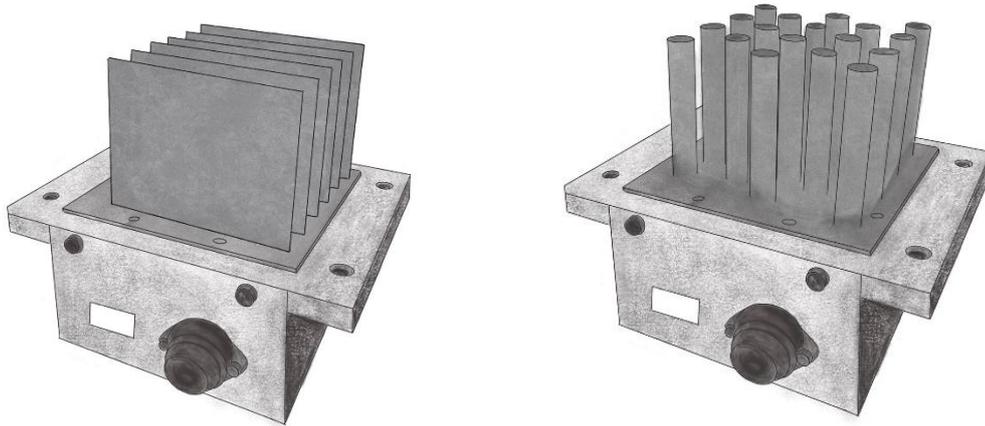
Por último, deberá determinar el valor del coeficiente de convección en función de la diferencia de temperaturas entre placa y aire.



10.3. PRÁCTICA 3: TRASMISIÓN DE CALOR POR CONVECCIÓN LIBRE EN PLACA CON ALETAS

Objetivo: calcular los parámetros que caracterizan la transmisión de calor por convección libre en el **interior de un conducto** y obtener una correlación válida para estas condiciones que pueda explicar cómo se comporta la **superficie** a estudiar.

En este caso la superficie que debe colocarse en el equipo es una de las siguientes:



Procedimiento a seguir:

1. Rellenar la “*Tabla 1*” con las medidas de la superficie y la “*Tabla 2*” con las medidas de las aletas
2. Colocar la placa en la parte superior del equipo y ajustarla hasta que quede fija.
3. Encender el equipo y fijar una potencia inicial de unos 5W.
4. Esperar a que la temperatura se estabilice (10-15 min aproximadamente).
5. Ir tomando valores de temperaturas a medida que aumentamos la potencia que se disipa (temperatura de entrada y salida del conducto y temperatura de la superficie de la placa). “*Tabla 3*”
6. Calcular los números adimensionales que definen la convección natural
7. Análisis de datos obtenidos y obtención de correlaciones.

8. Cálculo del calor absorbido por las aletas y eficiencia.

Tabla 1: Medidas de la placa:

Alto (m)	
Ancho (m)	
Superficie total (m^2)	

Tabla 2: Medidas de las aletas:

Longitud L (m)	
Radio/Espesor (m)	
Ancho (m)	
Número de aletas	
A_{aleta} (m^2)	
A_{transf} (m^2)	

Siendo el área de la aleta: $A_{aleta} = 2 \cdot Ancho \cdot L$

Y el área de transferencia: $A_{transf} = Esp \cdot Ancho$

Tabla 3: Datos del equipo:

	Punto 1	Punto 2	Punto 3	Punto 4
Potencia (W)				
$T_{entrada}$ ($^{\circ}C$)				
$T_{superficie}$ ($^{\circ}C$)				
T_{salida} ($^{\circ}C$)				

Cálculos y análisis de los resultados:

- **Datos:**

Conductividad térmica del aire: $k = 0.026 \text{ (W/mk)}$

Calor específico del aire: $C_p = 1005 \text{ (J/kg} \cdot \text{k)}$

Densidad del aire: $\rho = 1.16 \text{ (kg/m}^3\text{)}$

Coefficiente de expansión volumétrica: $\beta = 0.003 \text{ (K}^{-1}\text{)}$

Viscosidad: $\nu = 1.85 \cdot 10^{-5} \text{ (m}^2\text{/s)}$

- **Otras variables (obtenidas en la práctica):**

Coefficiente de convección: $h \text{ (W/m}^2\text{K)}$

Potencia: $P \text{ (W)}$

Temperatura de la superficie: $T_{sup} \text{ (K)}$

Temperatura de entrada: $T_{ent} \text{ (K)}$

- **Ecuaciones:**

Ecuación para hallar el coeficiente de transmisión de calor: La velocidad de transferencia de calor entre una superficie sólida y un fluido por unidad de superficie por unidad de diferencia de temperatura.

$$h = \frac{P}{Sup \cdot (T_{sup} - T_{ent})}$$

Ecuación para hallar el número adimensional Nu: coeficiente de película que se relaciona con el gradiente adimensional de temperatura del fluido en las proximidades de la superficie.

$$Nu = \frac{h \cdot \text{alto placa}}{k}$$

Ecuación para hallar el número adimensional Gr: relaciona las fuerzas de empuje con las fuerzas viscosas. Su papel en convección natural es muy similar al del número de Reynolds en convección forzada.

$$Gr = \frac{9.81 \cdot (\text{alto})^3 \cdot \beta \cdot (T_2 - T_1) \cdot (\rho)^2}{(\text{viscosidad})^2}$$

Ecuación para hallar el número adimensional Pr : relaciona la difusión de la cantidad de movimiento debida al efecto de la viscosidad de la difusión de calor por conducción en el fluido.

$$Pr = \frac{\text{viscosidad} \cdot C_p}{k}$$

Análisis de los resultados experimentales:



Una vez obtenidos los datos de temperatura y calculado los parámetros necesarios, el alumno deberá obtener una correlación que defina cómo se comporta una placa plana en convección libre a partir de las condiciones del equipo TD-1005, similares las que se han obtenido en el punto 8 de este estudio.

Por último, deberá determinar el valor del coeficiente de convección en función de la diferencia de temperaturas entre placa y aire.



Cálculo del calor absorbido por las aletas y su eficiencia:

Tabla 4: Temperaturas

El equipo tiene una sonda adicional que permite obtener la temperatura en diferentes puntos de la aleta. En este caso se medirán las temperaturas al inicio de la aleta, en medio y al final de esta.

	Punto 1	Punto 2	Punto 3	Punto 4
$T(x = 0.25L)$				
$T(x = 0.5L)$				
$T(x = 0.75L)$				

- **Datos:**

Conductividad térmica del aire: $k = 0.026 (W/mk)$

- **Otras variables (obtenidas en la práctica):**

Coefficiente de convección: $h (W/m^2K)$

Potencia: $P (W)$

Temperatura de la superficie: $T_{sup} (K)$

Temperatura de entrada: T_{ent} (K)

- **Ecuaciones:**

Ecuación para hallar el coeficiente de transmisión de calor: La velocidad de transferencia de calor entre una superficie sólida y un fluido por unidad de superficie por unidad de diferencia de temperatura.

$$h = \frac{P}{Sup \cdot (T_{sup} - T_{ent})}$$

Ecuación para hallar el parámetro m: este nos indica, si es menor de 2.65 que la aleta no es infinita y por tanto existe transmisión de calor a través de la punta de la aleta.

$$m = \left(\frac{2 \cdot h}{k \cdot Esp} \right)^{0.5}$$

Ecuaciones que definen el calor total real de las aletas y la eficiencia de éstas:

$$q_{1aleta} = k \cdot L \cdot A_{transf} \cdot (T_{sup} - T_{ent})_{sup_placa} \cdot \tan(m \cdot L)$$

$$q_{aletas} = N^{\circ}_{aletas} \cdot q_{1aleta}$$

$$q_{libre} = [Sup - (N^{\circ}_{aletas} \cdot A_{transf})] \cdot h \cdot (T_{sup} - T_{ent})$$

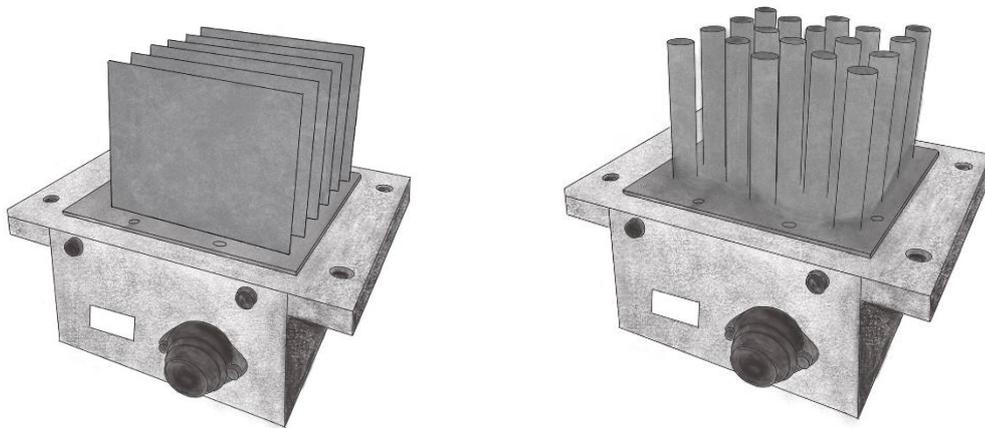
$$q_{total} = q_{libre} + q_{aletas}$$

$$Eficiencia = \frac{q_{real}}{q_{ideal}} = \frac{q_{aletas}}{A_{aleta} \cdot h \cdot (T_{sup} - T_{ent})}$$

10.4. PRÁCTICA 4: TRASMISIÓN DE CALOR POR CONVECCIÓN FORZADA EN PLACA CON ALETAS

Objetivo: calcular los parámetros que caracterizan la transmisión de calor por convección libre en el **interior de un conducto** y obtener una correlación válida para estas condiciones que pueda explicar cómo se comporta la **superficie** a estudiar.

En este caso la superficie que debe colocarse en el equipo es una de las siguientes:



Procedimiento a seguir:

1. Rellenar la “Tabla 1” con las medidas de la superficie y la “Tabla 2” con las medidas de las aletas
2. Colocar la placa en la parte superior del equipo y ajustarla hasta que quede fija.
3. Encender el equipo y fijar una potencia inicial de unos 5W.
4. Esperar a que la temperatura se estabilice (10-15 min aproximadamente).
5. Ir tomando valores de temperaturas a medida que aumentamos la potencia que se disipa (temperatura de entrada y salida del conducto y temperatura de la superficie de la placa). “Tabla 3”
6. Calcular los números adimensionales que definen la convección natural
7. Análisis de datos obtenidos y obtención de correlaciones.

8. Cálculo del calor absorbido por las aletas y eficiencia.

Tabla 1: Medidas de la placa:

Alto (m)	
Ancho (m)	
Superficie total (m^2)	

Tabla 2: Medidas de las aletas:

Longitud L (m)	
Radio/Espesor (m)	
Ancho (m)	
Número de aletas	
A_{aleta} (m^2)	
A_{transf} (m^2)	

Siendo el área de la aleta: $A_{aleta} = 2 \cdot Ancho \cdot L$

Y el área de transferencia: $A_{transf} = Esp \cdot Ancho$

Tabla 3: Datos del equipo:

	Punto 1	Punto 2	Punto 3	Punto 4
Potencia (W)				
$T_{entrada}$ ($^{\circ}C$)				
$T_{superficie}$ ($^{\circ}C$)				
T_{salida} ($^{\circ}C$)				

$Vel_{ventilador} (m/s)$				
--------------------------	--	--	--	--

Cálculos y análisis de los resultados:

- **Datos:**

Conductividad térmica del aire: $k = 0.026 (W/mk)$

Calor específico del aire: $C_p = 1005 (J/kg \cdot k)$

Densidad del aire: $\rho = 1.16 (kg / m^3)$

Coefficiente de expansión volumétrica: $\beta = 0.003 (K^{-1})$

Viscosidad: $\nu = 1.85 \cdot 10^{-5} (m^2/s)$

- **Otras variables (obtenidas en la práctica):**

Coefficiente de convección: $h (W/m^2K)$

Potencia: $P (W)$

Temperatura de la superficie: $T_{sup} (K)$

Temperatura de entrada: $T_{ent} (K)$

- **Ecuaciones:**

Ecuación para hallar el coeficiente de transmisión de calor: La velocidad de transferencia de calor entre una superficie sólida y un fluido por unidad de superficie por unidad de diferencia de temperatura.

$$h = \frac{P}{Sup \cdot (T_{sup} - T_{ent})}$$

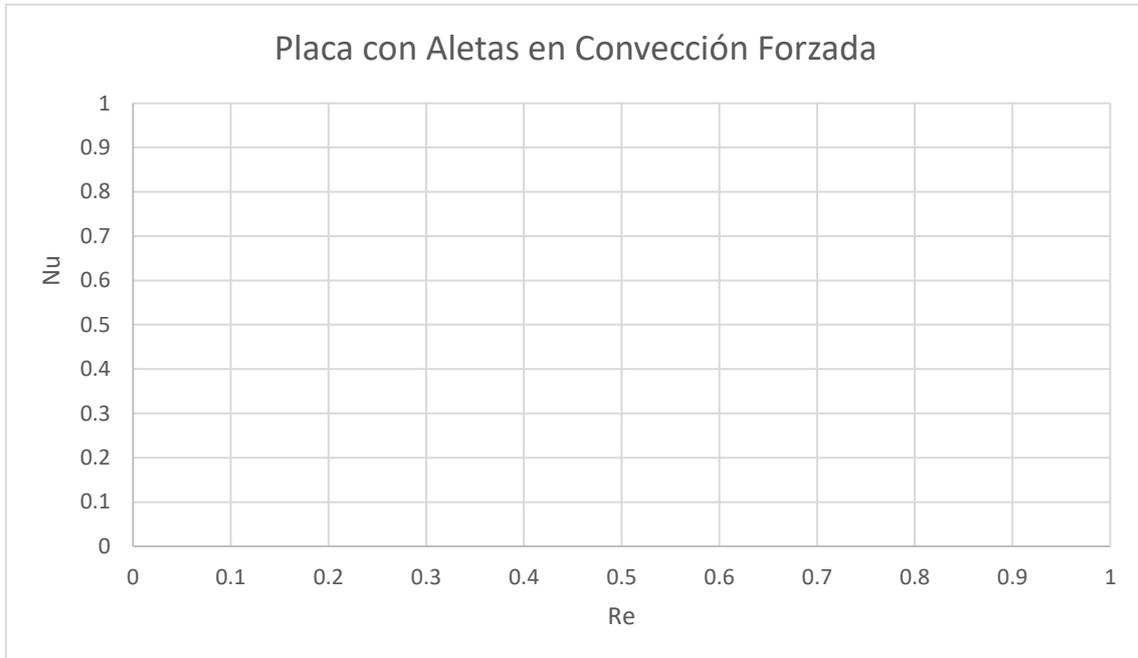
Ecuación para hallar el número adimensional Nu: coeficiente de película que se relaciona con el gradiente adimensional de temperatura del fluido en las proximidades de la superficie.

$$Nu = \frac{h \cdot alto\ placa}{k}$$

Ecuación para hallar el número adimensional Re: coeficiente que relaciona las fuerzas de inercia con las fuerzas viscosas.

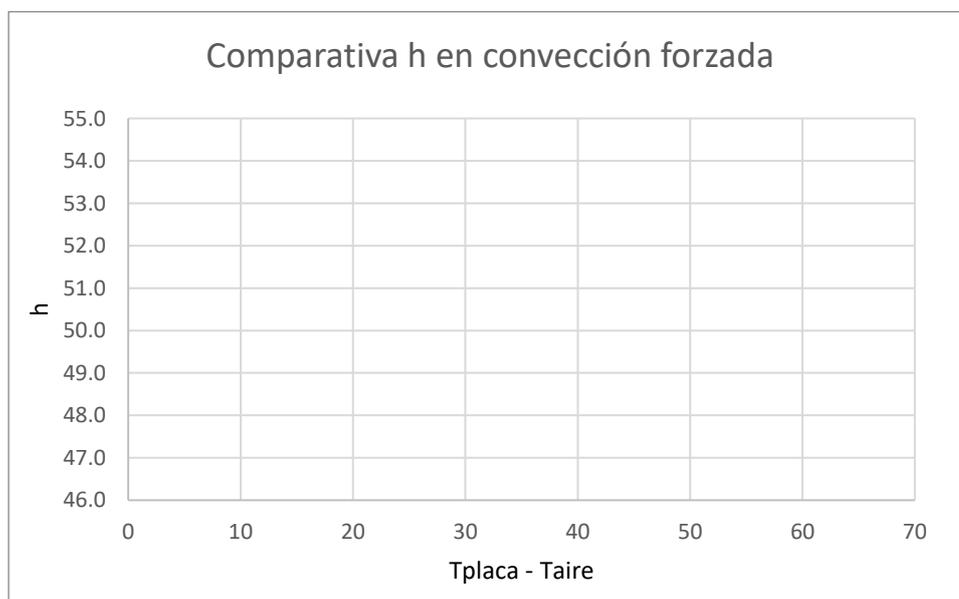
$$Re = \frac{\text{densidad} \cdot v \cdot \text{alto_placa}}{\text{viscosidad}}$$

Análisis de los resultados experimentales:



Una vez obtenidos los datos de temperatura y calculado los parámetros necesarios, el alumno deberá obtener una correlación que defina cómo se comporta una placa plana en convección libre a partir de las condiciones del equipo TD-1005, similares las que se han obtenido en el punto 8 de este estudio.

Por último, deberá determinar el valor del coeficiente de convección en función de la diferencia de temperaturas entre placa y aire.



Cálculo del calor absorbido por las aletas y su eficiencia:

Tabla 4: Temperaturas

El equipo tiene una sonda adicional que permite obtener la temperatura en diferentes puntos de la aleta. En este caso se medirán las temperaturas al inicio de la aleta, en medio y al final de esta.

	Punto 1	Punto 2	Punto 3	Punto 4
$T(x = 0.25L)$				
$T(x = 0.5L)$				
$T(x = 0.75L)$				

- **Datos:**

Conductividad térmica del aire: $k = 0.026 (W/mk)$

- **Otras variables (obtenidas en la práctica):**

Coefficiente de convección: $h (W/m^2K)$

Potencia: $P (W)$

Temperatura de la superficie: $T_{sup} (K)$

Temperatura de entrada: $T_{ent} (K)$

- **Ecuaciones:**

Ecuación para hallar el coeficiente de transmisión de calor: La velocidad de transferencia de calor entre una superficie sólida y un fluido por unidad de superficie por unidad de diferencia de temperatura.

$$h = \frac{P}{Sup \cdot (T_{sup} - T_{ent})}$$

Ecuación para hallar el parámetro m: este nos indica, si es menor de 2.65 que la aleta no es infinita y por tanto existe transmisión de calor a través de la punta de la aleta.

$$m = \left(\frac{2 \cdot h}{k \cdot Esp} \right)^{0.5}$$

Ecuaciones que definen el calor total real de las aletas y la eficiencia de éstas:

$$q_{1aleta} = k \cdot L \cdot A_{transf} \cdot (T_{sup} - T_{ent})_{sup_placa} \cdot \tan(m \cdot L)$$

$$q_{aletas} = N^{\circ}_{aletas} \cdot q_{1aleta}$$

$$q_{libre} = [Sup - (N^{\circ}_{aletas} \cdot A_{transf})] \cdot h \cdot (T_{sup} - T_{ent})$$

$$q_{total} = q_{libre} + q_{aletas}$$

$$Eficiencia = \frac{q_{real}}{q_{ideal}} = \frac{q_{aletas}}{A_{aleta} \cdot h \cdot (T_{sup} - T_{ent})}$$

11. Presupuesto

11.1. Equipamiento

	<i>Precio Unitario</i>	<i>Uds.</i>	<i>Total</i>
Equipo + tarjeta de adquisición de datos	7530€	1	7.530€
Ordenador (visualización y uso del programa integrado en el equipo)	1200€	1	1.200€

11.2. Diseño de las prácticas

	<i>Precio Unitario</i>	<i>Horas</i>	<i>Total</i>
Análisis del funcionamiento del equipo	15€	10	150€
Preparación del equipo y toma de datos	15€	50	720€
Análisis de datos y obtención de correlaciones	15€	150	2.250€
Redacción de la memoria para las prácticas	15€	100	1.500€
Presupuesto total del proyecto: adquisición del equipo y preparación del mismo para realización de prácticas.			12.270€

