

## ELEMENTOS DE DISEÑO DE SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO DE MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA

### RESUMEN

En este artículo se describen los principios de ingeniería mecánica implicados en el diseño de un sistema de enfriamiento de un motor de combustión. Se consideran los conceptos de termofluidos y de transferencia de calor relacionados. El trabajo aquí presentado tiene una finalidad didáctica, muy ilustrativo para el ingeniero o el tecnólogo mecánico, que pueden ver en los sistemas de enfriamiento de los motores un prototipo de sistema mecánico, como lo son en efecto todos los sistemas y mecanismos de los motores de combustión.

**PALABRAS CLAVES:** Sistemas de enfriamiento, balance térmico, modelado.

### ABSTRACT

*In this article mechanical engineering principles related to the design of an engine cooling system are described. Thermofluid and heat transfer concepts are considered. The paper is intended to serve educational purposes. It is very illustrative for the mechanical engineering student ever since cooling system is a unique prototype of a mechanical system, along as other internal combustion engine systems.*

**KEYWORDS:** Cooling system, energy balance, modeling.

### 1. INTRODUCCIÓN.

El rendimiento de un Motor de Combustión Interna *MCI* está asociado a su capacidad para convertir el total de la energía suministrada en trabajo útil. Para elevar el rendimiento térmico del motor es ideal operarlo a temperaturas lo más elevadas posible, pero hay una limitante como los materiales, los cuales no pueden trabajar en rangos tan altos de temperatura, siendo necesario una apropiada remoción del calor para prevenir fallas debido a la fatiga térmica. Igualmente las altas temperaturas de operación son precursoras de contaminantes como  $\text{NO}_x$ , requiriéndose de tecnologías cada vez más eficientes de tratamiento de gases.

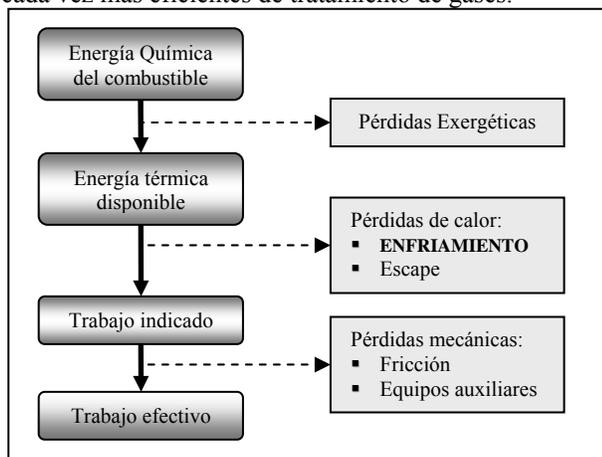


Figura 1. Cadena de la energía en un motor de combustión.

De acuerdo con la figura 1, ocurren en un motor de combustión una serie de interacciones energéticas para

### CARLOS ALBERTO ROMERO PIEDRAHITA

Ingeniero Mecánico, M.Sc.  
Profesor Titular  
Escuela de Tecnología Mecánica  
Universidad Tecnológica de Pereira  
cromero@utp.edu.co

### YAMID ALBERTO CARRANZA SÁNCHEZ

Ingeniero Mecánico, M.Sc.  
Profesor Auxiliar  
Escuela de Tecnología Mecánica  
Universidad Tecnológica de Pereira  
yamidc@utp.edu.co

que se obtenga trabajo efectivo a partir de la energía química contenida en un combustible. El motor de combustión, visto como una integración de sistemas mecánicos, mejorará su desempeño en cuanto sean perfeccionados cada uno de los sistemas que lo componen, lo que redundará en beneficios económicos y, principalmente, ambientales.

El trabajo presentado constituye un estudio recapitulativo basado en la necesidad de implementar sistemas de ingeniería para propósitos educativos, en este caso el sistema de enfriamiento de un motor, propendiendo por la sinergia de diversas áreas del conocimiento como lo son la termodinámica, la mecánica de fluidos y la transferencia de calor, bajo un pertinente tratamiento matemático y la importancia de la aplicabilidad.

### 2. SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DE UN AUTOMOVIL

El nivel del estado térmico del motor puede garantizarse de manera indefinida sólo si el calor  $Q_r$ , resultado de la combustión y transferido a las paredes de la cámara de combustión y el generado por la fricción de los componentes mecánicos, puede disiparse a un sistema de enfriamiento o sistema recuperador de energía a la misma velocidad de su generación. El calor que debe disiparse al sistema de enfriamiento es función del régimen de velocidad y del régimen de carga del motor, lo que hace necesario que el sistema disipador o recuperador de energía deba tener suficiente capacidad de respuesta, acorde con la variación de esos mismos regímenes. En

general, el calor disipado o recuperado puede determinarse por la expresión (1):

$$Q_r = C \cdot G \cdot (T_s - T_{en}) \quad (1)$$

Donde  $C$  es el calor específico del sistema de enfriamiento,  $G$  es el caudal del líquido de enfriamiento por unidad de tiempo,  $T_s$  es la temperatura del agua a la salida del motor,  $T_{en}$  es la temperatura del agua a la entrada del motor. El calor específico reducido para fines prácticos puede hallarse como  $C = C_l G_l + C_m G_m$ , siendo  $C_l$  y  $C_m$  los calores específicos del líquido y del metal y,  $G_l$  y  $G_m$  las masas del líquido y del metal que participan en la acumulación de calor, respectivamente.

La cantidad de calor disipado o recuperado puede variarse controlando el caudal del líquido (controlando la velocidad de la bomba o regulando los caudales con válvulas estranguladoras o direccionales), controlando la temperatura del líquido a la entrada al sistema (con válvulas termostáticas controlables), controlando el caudal de aire en el conjunto del radiador-ventilador-enfocador, o con una combinación particular de estas alternativas.

La mayoría de los sistemas de enfriamiento de los motores son de tipo cerrado e incluyen galerías o pasajes para la circulación del líquido enfriador por el bloque y las culatas, un radiador principal o disipador de calor al aire circundante, un intercambiador de calor para el calentamiento del salón del vehículo o la cabina, una o varias válvulas controladoras del flujo del líquido enfriador (entre las que se incluyen los termostatos mecánicos y los electrónicos), mangueras y elementos conectores y una bomba para el movimiento del fluido.

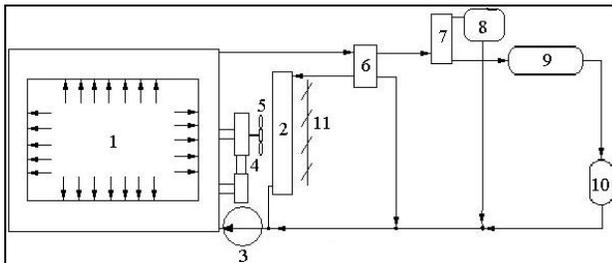


Figura 2. Composición general de un sistema de enfriamiento.

En la figura 2 se presenta un esquema general de un sistema de enfriamiento de motor, el cual consta de: 1-Motor, 2-Radiador, 3-Bomba, 4-Accionamiento del ventilador, 5-Ventilador, 6-Termostato, 7-Caja de agua, 8-Tanque de expansión o desgasificador, 9-Calentador del habitáculos, 10-Intercambiador de calor de los gases de escape, 11-Persianas de control del flujo de aire. Dentro del motor puede encontrarse adicionalmente un enfriador del aceite del motor y un intercambiador de tubos aceite-agua.

En general, todos los componentes del sistema de enfriamiento mostrado en la figura 2 pueden ser elementos controlables por un sistema de control del motor o del vehículo que se encargue de la gestión térmica. El ventilador de la figura 2 se ha presentado como de accionamiento mecánico, pero tanto él como la

bomba y las persianas pueden tener accionamiento eléctrico con frecuencia de rotación controlada. Cada motor en particular tiene su balance de energía, el cual es variable con las condiciones de explotación.

### 3. MODELADO DEL PROCESO DE ENFRIAMIENTO DEL MOTOR.

Un modelo sencillo que permite analizar la evolución de la temperatura del motor está dado por:

$$C \frac{dT}{dt} = Q_i - Q_r \quad (2)$$

Donde  $Q_i$  es la cantidad de calor que recibe el sistema de enfriamiento por parte del motor,  $Q_r$  es la cantidad de calor evacuada por el sistema de enfriamiento a través del radiador y los elementos recuperadores o aprovechadores de energía. Durante un régimen no estacionario la ecuación (2) toma la forma:

$$C \frac{d(\Delta T)}{dt} = \Delta Q_i - \Delta Q_r \quad (3)$$

La cantidad de calor  $Q_i$ , transmitida por el motor por unidad de tiempo al sistema de enfriamiento, depende de la temperatura  $T$  en el sistema de enfriamiento, de la velocidad angular del cigüeñal  $\omega$  y de la posición  $h$  del acelerador. Por consiguiente,  $Q_i = f(T, \omega, h)$ , expresión que tras un proceso de linealización se traduce en:

$$\Delta Q_i = \frac{\partial Q_i}{\partial T} \Delta T + \frac{\partial Q_i}{\partial \omega} \Delta \omega + \frac{\partial Q_i}{\partial h} \Delta h \quad (4)$$

La cantidad de calor  $Q_r$ , transmitida por el sistema de enfriamiento al medio exterior, depende de la temperatura del líquido  $T$  a la salida de la culata, el caudal  $G$  a través del volumen de las galerías de enfriamiento y, de la temperatura de entrada  $T_{en}$  a la que ingresa el agua al sistema de enfriamiento; es decir,  $Q_r = f(T, G, T_{en})$ . Luego de descomponer esta función en la serie de Taylor y de linealizarla, se tiene:

$$\Delta Q_r = \frac{\partial Q_r}{\partial T} \Delta T + \frac{\partial Q_r}{\partial G} \Delta G + \frac{\partial Q_r}{\partial T_{en}} \Delta T_{en} \quad (5)$$

La variación del caudal  $\Delta G$  del agua depende de la frecuencia de rotación del impeler de la bomba y del desplazamiento  $\Delta x$  del órgano de control (la válvula de control usualmente es el termostato). Reemplazando esta expresión en la ecuación (5), considerando  $\Delta T_{en} = 0$  y definiendo el factor de estabilidad del proceso de enfriamiento  $F_e$  como:  $F_e = \frac{\partial Q_r}{\partial T} - \frac{\partial Q_i}{\partial T}$ , se obtiene:

$$C \frac{d\Delta T}{dt} + F_e \Delta T = - \frac{\partial Q_r}{\partial x} \Delta x + \frac{\partial Q_i}{\partial h} \Delta h + \left( \frac{\partial Q_i}{\partial \omega} - \frac{\partial Q_r}{\partial \omega} \right) \Delta \omega \quad (6)$$

De las características de los componentes del sistema de enfriamiento dependerá la estabilidad de la temperatura del motor y la respuesta del sistema a sus cambios de régimen. Para abordar un análisis de la respuesta del sistema a los cambios de régimen el sistema tiene que haberse dimensionado. En el siguiente numeral se comentarán los fundamentos de diseño preliminar de los componentes principales del sistema de enfriamiento de un motor.

#### 4. CÁLCULO PRELIMINAR DE LOS COMPONENTES DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO.

El cálculo preliminar del sistema de enfriamiento de un motor consiste en la determinación del área de superficie de enfriamiento del radiador, las medidas principales de la bomba de agua y su característica y, la selección del ventilador.

##### 4.1 Cálculo del Radiador

El radiador es generalmente un intercambiador de calor de flujo cruzado destinado a transmitir el calor del líquido enfriador al aire circundante. El cálculo del radiador se efectúa en el siguiente orden:

1. Se determina la cantidad de calor  $Q_l$  [kW] disipada a través del sistema de enfriamiento durante el trabajo del motor en el régimen de potencia nominal:

$$Q_l = q_l H_i G_c / 3600 \quad (7)$$

Donde  $q_l$  es la entrega relativa de calor al sistema de enfriamiento,  $H_i$  es el poder calorífico del combustible y  $G_c$  es el flujo másico de combustible. Para tener en cuenta la disminución del coeficiente de entrega de calor debido a la obstrucción y ensuciamiento de la superficie exterior del panel, la formación de costras en las superficies internas de los tubos del radiador y, la desviación de los datos de cálculo con respecto a los reales, se introduce un coeficiente corrector  $k_c = 1,1$  [1].

2. La cantidad de calor evacuada del motor a través del líquido enfriador  $Q_{IC}$ , se toma igual a la cantidad de calor transmitida al aire circundante  $Q_{aire}$  y es equivalente a:  $Q_{IC} = Q_{aire} = k_c Q_l = 1,1 Q_l$ .

3. El caudal del aire [ $m^3/s$ ] que pasa a través del radiador está dada por:

$$V_{aire} = \frac{Q_{aire}}{C_{aire} \rho_{aire} \Delta T_{aire}} \quad (8)$$

donde  $C_{aire}$  es el calor específico medio del aire,  $\rho_{aire}$  es la densidad del aire y  $\Delta T$  es el incremento de temperatura del aire que fluye en el radiador. El caudal de aire en [ $m^3/s$ ] para motores a gasolina es  $(0,03...0,055)N_e$  y para los motores Diesel es  $(0,015...0,04)N_e$  [1].

4. El caudal de circulación [L/s] del líquido enfriador que pasa a través del radiador es:

$$V_l = \frac{Q_{IC}}{C_l \rho_l \Delta T_l} \quad (9)$$

Donde  $C_l$  es el calor específico del líquido refrigerante,  $\rho_l$  es la densidad del líquido enfriador y,  $\Delta T_l = T_{ent} - T_{sal} = 6...12$  °C es la disminución de temperatura del líquido de enfriamiento al fluir por el radiador. El valor óptimo de la temperatura  $T_{ent}$  se toma en el rango 80...95°C.

5. La temperatura media del líquido en el radiador  $T_{lm}$  es:

$$T_{lm} = T_{lent} - \frac{\Delta T_l}{2} \quad (10)$$

6. La temperatura media del aire  $T_{aire\_m}$  que pasa a través del radiador:

$$T_{aire\_m} = T_{aire\_ent} + \frac{\Delta T_{aire}}{2} \quad (11)$$

La temperatura del aire a la entrada del radiador  $T_{aire\_ent}$  se toma como 40°C.

7. El área necesaria [ $m^2$ ] de superficie de enfriamiento del radiador:

$$F_{rad} = \frac{10^3 Q_{IC}}{K_l (T_{lm} - T_{aire\_m})} \quad (12)$$

Donde  $K_l$  es el coeficiente de transferencia de calor del líquido enfriador al cuerpo del radiador en [ $W/m^2 \cdot K$ ]:

$$K_l = \left[ \left( \frac{1}{h_l} + \frac{\delta}{k} \right) \psi + \frac{1}{h_{enf}} \right]^{-1} \quad (13)$$

$h_l$  es el coeficiente de entrega de calor del líquido enfriador a las paredes del radiador en [ $W/m^2 \cdot K$ ],  $\delta$  es el espesor de la pared en [m],  $k$  es el coeficiente de conductividad térmica del material de los tubos del radiador [ $W/m \cdot K$ ] y  $h_{enf}$  es el coeficiente de entrega de calor de las paredes del radiador al enfriador (al aire) en [ $W/m^2 \cdot K$ ]. El valor de  $h_l$  depende principalmente de la velocidad de movimiento del líquido en los tubos del radiador. Para tubos rectos lisos, a las velocidades de flujo de líquido características en los motores de automóviles,  $h_l = 2500...4100$  [ $W/m^2 \cdot K$ ] [1]. El coeficiente de arizado  $\psi$ , para los radiadores de paneles cruzados y de paneles en serpentin, se puede tomar entre 3,5 y 6. Los valores del coeficiente de entrega de calor de las paredes del radiador al aire  $h_{enf} = 70...140$  [ $W/m^2 \cdot K$ ]. Para los radiadores de los automóviles  $K_l$  tiene valores de 90...180 [ $W/m^2 \cdot K$ ], en donde los valores mayores son para los vehículos livianos.

8. El área de la superficie frontal del radiador  $F_{fr}$  [ $m^2$ ] es:

$$F_{fr} = \frac{V_{aire}}{v_{aire}} \quad (14)$$

Donde  $v_{aire}$  es la velocidad del aire en el frente del radiador que puede estar alrededor de 6...18 [m/s] sin tener en cuenta la velocidad de movimiento del vehículo.

9. La profundidad del panel del radiador  $l_{rad}$  [mm] es:

$$l_{rad} = \frac{F_{rad}}{(F_{fr} \cdot \varphi_r)} \quad (15)$$

Donde  $\varphi_r$  es el coeficiente de compacidad volumétrica. Para los radiadores modernos  $\varphi_r = 0,6...1,8$  mm<sup>2</sup>. La profundidad del núcleo de los radiadores de automóviles varía de 30 a 150 mm.

##### 4.2 Cálculo del Ventilador

El ventilador se instala en los sistemas de enfriamiento, junto con el enfocador, para crear un flujo forzado de aire, que pase a través del panel del radiador. Al seleccionar el ventilador deben conocerse la presión del aire creada por éste,  $p_{ai}$  [Pa] y el caudal de aire  $V_{aire}$  [ $m^3/s$ ]. La velocidad circular del aspa del ventilador [m/s] en su diámetro exterior es:

$$u = \psi_a \sqrt{P_{ai} / \rho_{aire}} \quad (16)$$

donde  $\psi_a$  es un coeficiente que depende de la forma de las aspas:  $\psi_a=2,2\dots,9$  para aspas curvilíneas,  $\psi_a=2,8\dots,3,5$  para aspas planas,  $p_{ai}=600\dots,1000$  [Pa] (es determinada por la resistencia aerodinámica del ducto de aire). Partiendo de premisas de carácter acústico se toma  $u \leq 110$  [m/s]. El diámetro del ventilador [m] es:

$$D_V = 1,3 \sqrt{\frac{V_{aire}}{v_{aire}}} \quad (17)$$

Donde  $V_{aire}$  es el caudal del ventilador, determinado por la ecuación (8) si el sistema de enfriamiento es líquido,  $v_{aire}$  es la velocidad de cálculo del aire en el rotor. En los ductos de aire esta velocidad depende de la relación del área "de sección viva" del círculo descrito por las aspas del ventilador, sobre la superficie frontal del radiador; esta relación se puede tomar igual a 0,45...0,6 con lo que  $v_{aire}=13\dots,40$  [m/s]. La frecuencia de rotación [ $\text{min}^{-1}$ ] del árbol del ventilador  $\eta_V$  es:

$$\eta_V = \frac{60 \cdot u}{\pi \cdot D_V} \quad (18)$$

Generalmente la relación de la frecuencia de rotación del árbol cigüeñal sobre la frecuencia de rotación del ventilador es de 0,7...1. La potencia [kW] consumida por el accionamiento del ventilador es:

$$N_V = \frac{10^{-3} P_{ai} V_{aire}}{\eta_V} \quad (19)$$

Donde  $\eta_V$  es el rendimiento del ventilador. Para los ventiladores remachados  $\eta_V=0,3\dots,0,4$ , para los fundidos y los plásticos  $\eta_V=0,6\dots,0,7$ . Para los motores existentes la relación  $N_V/N_e$  no supera 0,05...0,08 ( $N_e$  es la potencia efectiva del motor).

### 4.3 Cálculo de la Bomba de Agua

El caudal de cálculo de la bomba de agua (l/s) está dado por:

$$V_{lc} = \frac{V_l}{\eta_b} \quad (20)$$

Donde  $\eta_b$  es el rendimiento volumétrico de la bomba el cual está en el orden de  $\eta_b=0,8\dots,0,9$ . El radio  $r_l$  [m] del ducto de succión del impeler se determina de la relación  $\pi(r_l^2 - r_o^2) = \frac{10^{-3} V_{lc}}{c_1}$ , cuyo cumplimiento garantiza el caudal de líquido enfriador a través del ducto de succión de la bomba:

$$r_l = \sqrt{\frac{V_{lc}}{(10^3 \pi \cdot c_1) + r_o^2}} \quad (21)$$

donde  $r_o$  es el radio del cubo del impeler [m],  $c_1$  es la velocidad del líquido a la entrada de la bomba:  $c_1 = 1\dots,2,5$  [m/s]. La velocidad circular (m/s) de salida del líquido:

$$u_2 = \sqrt{1 + \text{tg} \alpha_2 \cdot \text{ctg} \beta_2} \sqrt{p_l / (10^3 \eta_h \rho_l)} \quad (22)$$

donde  $\alpha_2$ ,  $\beta_2$  son los ángulos entre las direcciones de las velocidades  $c_2$  y  $u_2$ ,  $\omega_2$  y  $u_2$ ,  $p_l$  es la presión del líquido creada por la bomba,  $P_a$ :  $p_l = (5\dots,10)10^4$  [Pa];  $\eta_h$  es el

rendimiento hidráulico de la bomba:  $\eta_h = 0,6\dots,0,7$ . El radio (m) del impeler en la salida es por lo tanto:

$$r_2 = \frac{30 \cdot u_2}{(\pi \cdot n_{im})} \quad (23)$$

donde  $n_{im}$  es la frecuencia de rotación del impeler [ $\text{min}^{-1}$ ]. La velocidad circular [m/s] del flujo a la entrada se encuentra de la relación  $u_1/r_1 = u_2/r_2$ , de donde:

$$u_1 = u_2 \frac{r_1}{r_2} \quad (24)$$

El ángulo  $\beta_1$  se determina luego de considerar que el ángulo  $\alpha_1$  entre los vectores de velocidades  $c_1$  y  $u_1$  es igual a  $90^\circ$ :

$$\text{tg} \beta_1 = \frac{c_1}{u_1} \quad (25)$$

Basándose en los datos obtenidos se efectúa el perfilado del aspa. La velocidad radial a la salida del líquido enfriador [m/s]:

$$c_r = \frac{p_l \cdot \text{tg} \alpha_2}{(10^3 \cdot u_2 \cdot \eta_h \cdot \rho_l)} \quad (26)$$

El ancho de las aspas a la entrada,  $b_1$  y salida  $b_2$  (mm) es:

$$b_1 = \frac{10^3 V_{lc}}{(2\pi r_1 - z \delta / \sin \beta_1) c_1}; b_2 = \frac{10^3 V_{lc}}{(2\pi r_2 - z \delta / \sin \beta_2) c_r} \quad (27)$$

Donde  $z$  es el número de aspas del impeler;  $\delta$  es el espesor del aspa, [mm]. En los diseños existentes  $z = 4\dots,8$ ,  $\delta = 3\dots,5$  [mm],  $b_1 = 10\dots,35$  [mm],  $b_2 = 4\dots,25$  [mm].

La potencia [kW], consumida por la bomba de agua es:

$$N_b = \frac{10^{-6} \cdot V_{lc} \cdot p_l}{\eta_M} N_b = 10^{-6} \cdot V_{lc} \cdot p_l / \eta_M, \quad (28)$$

donde  $\eta_M$  es el rendimiento mecánico de la bomba de agua;  $\eta_M = 0,7\dots,0,9$ . El valor de  $N_b$  constituye 0,5...1% de  $N_e$ . La capacidad del sistema de enfriamiento líquido, en litros, se determina orientativamente por la relación (0,13...0,35)  $N_e$ .

### 4.4 Ejemplo de Aplicación

Se calculará el sistema de enfriamiento de un motor, cuyo consumo de combustible es  $G_e=47,3$  [kg/h] con un poder calorífico  $H_f=42500$  [kJ/kg]. Por datos del balance energético del motor, la entrega relativa de calor al sistema de enfriamiento es  $q_f=0,22$  y,  $C_{aire}=1,005$  [kJ/kg-K] y  $\rho_{aire}=1,3$  [kg/m<sup>3</sup>] con  $T_{aire}=40$  [°C].

**Radiador.** La cantidad de calor evacuada a través del sistema de enfriamiento del motor se determina por:

$$Q_l = 0,22 \cdot 42500 \cdot 47,3 / 3600 = 122,85 \text{ [kJ/s]}$$

La cantidad de calor de cálculo o calor transmitido al aire circundante es:

$$Q_{lc} = Q_{aire} = 1,1 \cdot 122,85 = 135,13 \text{ [kJ/s]}$$

El caudal de aire que debe pasar a través del radiador, tomando  $\Delta T_{aire}=25$  °C, es:

$$V_{aire} = 135,13 / (1,005 \cdot 1,3 \cdot 25) = 4,76 \text{ [m}^3/\text{s]}$$

Tomando  $T_{lent}=92^{\circ}\text{C}$  y  $\Delta T_l=10^{\circ}\text{C}$ , la temperatura media del líquido en el radiador es:

$$T_{lm} = 92-10/2 = 87 [^{\circ}\text{C}]$$

La temperatura media del aire, considerando la temperatura de entrada  $T_{aire\_ent} = 40^{\circ}\text{C}$ , es:

$$T_{aire\_m} = 40 + 25/2 = 52,5 [^{\circ}\text{C}]$$

El área de la superficie de enfriamiento del radiador es:

$$F_{rad} = 10^3 \cdot 135,13/[90(87-52,5)] = 43,52 [m^2]$$

El coeficiente total de transmisión de calor del radiador  $K_l$  se tomó igual a 90  $[\text{W}/\text{m}^2\text{-K}]$ . Tomando  $v_{aire}=13$   $[\text{m}/\text{s}]$ , el área de la superficie frontal del radiador es:

$$F_{fr} = 4,76/13 = 0,366 [m^2]$$

La profundidad del núcleo del radiador es:

$$l_{rad} = 43,52/(0,366 \cdot 1,1) = 108,1 [mm]$$

**Ventilador.** La velocidad circular del aspa del ventilador:

$$u = 2,5 \sqrt{\frac{800}{1,04}} = 69,34 [m/s]$$

Se ha tomado  $\psi=2,5$  (aspas curvilíneas),  $\rho_{aire}=1,293 \cdot 273/(273 + 65) = 1,04$   $[\text{kg}/\text{m}^3]$ ,  $p_{ai}=800$  Pa. El diámetro del ventilador, con ( $v'_{aire}=v_{aire}/0,52=13/0,52=25$   $[\text{m}/\text{s}]$ ), es:

$$D_v = 1,3 \cdot \sqrt{\frac{4,76}{25}} = 0,567 m \approx 0,56 m$$

La frecuencia de rotación del árbol del ventilador es:

$$n_v = 6 \cdot 0,69,34/(3,14 \cdot 0,56) = 2366 [min^{-1}]$$

La potencia gastada en el accionamiento del ventilador, considerando una eficiencia volumétrica  $\eta_v=0,65$ , es:

$$N_v = 10^{-3} \cdot 800 \cdot 4,76/0,65 = 5,86 [kW]$$

**Bomba de agua.** Considerando que  $c_f=4,187$   $[\text{kJ}/\text{kg-K}]$ ,  $\rho_f=1$   $[\text{T}/\text{m}^3]$  para el agua y  $\Delta T_f=10^{\circ}\text{C}$ ; el caudal de circulación del líquido enfriador es:

$$V_l = 135,13/(4,187 \cdot 1 \cdot 10) = 3,23 [l/s]$$

El caudal de cálculo de la bomba, con  $\eta_b = 0,85$ , es:

$$V_{lc} = 3,23/0,85 = 3,8 [l/s]$$

Asumiendo  $c_f=1,65$   $[\text{m}/\text{s}]$ ,  $r_o=0,02$   $[\text{m}]$ , el radio del ducto de entrada del impeler es:

$$r_i = \sqrt{\frac{3,8}{(10^3 \cdot 3,14 \cdot 1,65)} + 0,02^2} = 0,0337 m$$

La velocidad circular de salida del líquido, considerando  $\alpha_2 = 9^{\circ}$ ;  $\beta_2 = 42^{\circ}$ ;  $\eta_h = 0,67$ :

$$u_2 = \sqrt{1 + \text{tg} 9^{\circ} \cdot \text{ctg} 42^{\circ}} \sqrt{85000/(10^3 \cdot 0,67 \cdot 1)} = 12,2 \text{ m/s}$$

El radio del impeler a la salida es:

$$r_2 = 30 \cdot 12,2/(3,14 \cdot 2366) = 0,049 [m]$$

La velocidad circular de entrada del flujo es:

$$u_1 = 12,2 \cdot 0,0337/0,049 = 8,4 [m/s]$$

De la ecuación (25), se tiene que  $\text{tg} \beta_1 = 1,65/8,4 = 0,196$ . Entonces  $\beta_1 = 11,11^{\circ}$ . La velocidad radial de salida del líquido enfriador es:

$$c_r = 85000 \text{ Tg } 9^{\circ}/(10^3 \cdot 12,2 \cdot 0,67) = 1,65 [m/s]$$

El ancho de las aspás siendo  $z = 6$ ;  $\delta = 4$   $[\text{mm}]$  es:

$$b_1 = 10^3 \cdot 3,8/[(2 \cdot 3,14 \cdot 33,7 - 6 \cdot 4/\sin 11,11^{\circ}) \cdot 1,65] = 26,45$$

$$b_2 = 10^3 \cdot 3,8/[(2 \cdot 3,14 \cdot 49 - 6 \cdot 4/\sin 42^{\circ}) \cdot 1,65] = 8,47 [mm]$$

La potencia consumida por la bomba, tomando el rendimiento mecánico  $\eta_M=0,85$ :

$$N_b = 10^{-6} \cdot 3,8 \cdot 85000/0,85 = 0,38 [kW]$$

## 5. CONSIDERACIONES TERMOFLUIDICAS PARA LA SIMULACIÓN DE UN SISTEMA DE ENFRIAMIENTO.

Durante la simulación de un sistema de enfriamiento, las partes principales se modelan haciendo uso de submodelos termodinámicos e hidráulicos de los diferentes elementos integradores del sistema. Los modelos consisten principalmente de dos flujos concomitantes de masa y energía: el flujo del líquido refrigerante y el flujo del aire. En los volúmenes de control se definen balances de masa y energía, mientras que en los modelos de flujo se determinan relaciones entre pérdidas de presión y flujos. Los volúmenes de control describen el comportamiento dinámico y se parametrizan con propiedades geométricas del componente y las propiedades del fluido. Los modelos de flujo describen las pérdidas de presión, la transferencia de calor y la potencia consumida sobre la base de relaciones empíricas encontradas en la literatura o por comparación con componentes existentes.

Para el flujo de aire, la presión y la temperatura son tomados como variables de estado y las ecuaciones de balance de masa y energía tienen formas como:

$$m \frac{\partial u}{\partial p} \dot{p} + m \frac{\partial u}{\partial T} \dot{T} = \dot{U}; V \frac{\partial \rho}{\partial p} \dot{p} + V \frac{\partial \rho}{\partial T} \dot{T} = \dot{m} \quad (29)$$

donde  $\dot{U}$  y  $\dot{m}$  denotan el flujo neto de energía y masa hacia el volumen de control, al tiempo que  $m$  y  $V$  son la masa atrapada en el volumen y el tamaño de éste, respectivamente. Para el líquido enfriador se emplean expresiones equivalentes a la ecuación (29). La presión del líquido se determina a partir de relaciones de hidrostática. Las pérdidas de presión en el recorrido del líquido pueden modelarse con relaciones polinómicas en función del caudal; la presión a la salida de la bomba dependerá del flujo en el sistema de enfriamiento, de las revoluciones del impeler y de la forma y dimensiones del volumen aledaño al impeler.

Conociendo o asumiendo las pérdidas de presión en los componentes, éstos se pueden reemplazar en el circuito simulado por orificios con áreas equivalentes,  $A_{eq}$ , tales que se reproduzcan las pérdidas de presión para los diferentes flujos:  $A_{eq} = V_l \cdot \sqrt{\rho/2\Delta p}$ .

La transferencia de calor en los componentes como radiadores e intercambiadores de calor se modela sobre la base de la determinación del número de Nusselt  $Nu = a Re^b Pr^{1/3}$ , siendo  $a$  y  $b$  constantes propias de cada componente, disponibles en la literatura,  $Re$  el número de Reynolds y  $Pr$  el número de Prandtl. En particular, el coeficiente de transferencia de calor entre el líquido enfriador y las paredes del motor puede obtenerse a partir de la expresión:

$$Nu = c \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \quad (30)$$

Para elementos sencillos como tubos rectos, codos, etc., puede usarse la literatura general para el cálculo de las pérdidas de presión y la transferencia de calor. Los componentes más complejos como los intercambiadores de calor, las camisas de enfriamiento, las válvulas y bombas se modelan mejor a partir de curvas características y tablas de valores. En general, muchas características de los componentes del sistema que se está diseñando tendrán que tomarse de la literatura, por analogía con otros sistemas o de las especificaciones contenidas en catálogos de fabricantes. Entre ellas se resumen: resistencia al flujo en las galerías de enfriamiento, capacitancia térmica del motor, variación de la entrega de calor según el régimen, variación del calor de los elementos auxiliares como el supercargador, el enfriador de EGR (Exhaust Gas Recirculation) y el aceite; la característica de apertura del termostato, la resistencia al flujo del termostato y su respuesta dinámica; la resistencia al flujo, la resistencia al paso del aire, las características de operación y la capacitancia térmica del radiador; las características de presión y potencia del ventilador, tablas con calores intercambiados para las combinaciones representativas de caudal de líquido refrigerante en l/h y de aire en kg/h para una diferencia de temperaturas experimental dada, para los diferentes intercambiadores. Estas características y otras tendrán que modelarse para simular el desempeño del motor en regímenes de ciclos estandarizados y en regímenes de carga constante. Concretamente, los motores deben tener un tiempo máximo para alcanzar su temperatura de estado estacionario, pues mientras el motor no se haya calentado plenamente la potencia, el consumo y las emisiones serán deficientes. Arici y otros [3] demostraron que la energía agregada al líquido refrigerante puede aproximarse como una función lineal del consumo de combustible:

$$C \frac{d\Delta T}{dt} = \Delta Q_i - \Delta Q_r \cong \zeta \dot{m}_{comb} H_i$$

Siendo  $\dot{m}_{comb}$  el consumo de combustible y  $\zeta$  un coeficiente de proporcionalidad (para un motor Diesel moderno puede estimarse en 0,18). Conociendo el régimen de operación del motor, por ejemplo instalado en un vehículo que cumple con un ciclo europeo de conducción NEDC, se puede, ajustando el coeficiente de proporcionalidad, tener la entrega de calor al líquido de enfriamiento durante el ciclo. El área de transferencia de calor de las galerías de enfriamiento del motor se puede

estimar como  $1,2 \cdot \pi \cdot D \cdot S \cdot i$ , siendo  $i$  el número de cilindros del motor,  $D$  el calibre y  $S$  la carrera del pistón. En la gráfica de la figura 3 se ilustra la variación de la temperatura del líquido de enfriamiento de un motor arrancando su operación bajo un nuevo ciclo europeo de conducción.

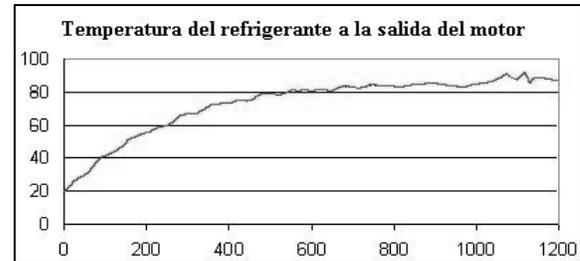


Figura 3. Simulación de la evolución de la temperatura de un motor durante su arranque bajo un ciclo, obtenida con un programa de simulación comercial NEDC.

Programas como el Flowmaster, Amesim, GT-Cooling y otros se usan actualmente para modelar sistemas de enfriamiento de motores y comportamiento de sus componentes. Se pueden modelar, simular y analizar redes hidráulico-térmicas de gran tamaño y complejidad con miras a evaluar el desempeño de estos sistemas bajo los diferentes regímenes de operación de un vehículo.

## 6. CONCLUSIONES.

Algunos conceptos de termofluidos comunes a los sistemas de enfriamiento de motores y de enseñanza en cursos de pregrado, han sido presentados para motivar al estudio transversal de las áreas de la mecánica a través del motor de combustión interna.

Un procedimiento de cálculo de los elementos de un sistema de enfriamiento para motores ha sido desarrollado, bajo una aplicabilidad que muestra la fuerza de la termotecnia en sistemas de ingeniería.

Se resalta el modelado matemático y la simulación computacional como herramientas para el entendimiento, el análisis, el perfeccionamiento y el desarrollo de los sistemas de enfriamiento para motores.

## 7. BIBLIOGRAFÍA.

- [1] ROMERO, P. C. A. Fundamentos de construcción de motores de combustión interna. Universidad Tecnológica de Pereira. 2003.
- [2] KWANG, I. Y. y otros. An Engine Coolant Temperatura Model and Application for Cooling System Diagnosis. SAE paper 2000-01-0939.
- [3] ARICI, O. y otros. The Vehicle Engine Cooling System Simulation. Part 2 – Model Validation Using Transient Data. SAE paper 1999-01-0241, 1999.
- [4] WAGNER, J. R. y otros. Smart Thermostat and Coolant Pump Control for Engine Thermal Management Systems. SAE paper 2003-01-0272.
- [5] CURTIS, M. H. y otros. 2005 Ford GT – Maintaining Your Cool at 200 MPH. SAE paper 2004-01-1257.
- [6] PULKRABEK, W. Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engines. Pearson. USA. 2004.