

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA

COMITE DE POSTGRADO



***TESIS PARA OPTAR EL GRADO DE
MAESTRO EN INGENIERIA AERONAUTICA,
MENCION MOTORES DE TURBINA A GAS***

**MAQUINA TURBORREFRIGERADORA
PARA EL ENFRIAMIENTO DE UNA TURBINA DE UN
TURBOFAN DE ALTAS TEMPERATURAS**

PRESENTADO POR:

FERNANDO HUAMAN PEREZ

1998

INDICE

	Pag.
RESUMEN	
INTRODUCCION	1
INFLUENCIA DE LA RELACION DE CALENTAMIENTO (θ) Y DE LA RELACION DE COMPRESION (t) EN EL CICLO, SOBRE EL RENDIMIENTO EFECTIVO (e_a) Y SOBRE EL CONSUMO ESPECIFICO DE COMBUSTIBLE	7
3 CONFIGURACIONES POSIBLES DE ENFRIAMIENTO DEL MOTOR DE TURBINA A GAS CON LA UTILIZACION DE MAQUINAS TURBORREFRIGERADORAS	15
3.1 CONFIGURACION 1	15
3.1.1 FUNCIONAMIENTO DEL TURBORREFRIGERADOR	16
3.1.2 PARÁMETROS DEL TURBORREFRIGERADOR	17
3.1.3 ALGORITMO DE CALCULO DE LOS PARÁMETROS DEL TURBORREFRIGERADOR	19
3.2 CONFIGURACION 2	24
3.2.1 FUNCIONAMIENTO DEL TURBORREFRIGERADOR	24
3.2.2 PARAMETROS DEL TURBORREFRIGERADOR	25
3.2.3 ALGORITMO DE CALCULO DE LOS PARÁMETROS DEL TURBORREFRIGERADOR	27
3.3 CONFIGURACION 3	33
3.3.1 FUNCIONAMIENTO DEL TURBORREFRIGERADOR	33
3.3.2 PARAMETROS DEL TURBORREFRIGERADOR	34
3.3.3 ALGORITMO DE CALCULO DE LOS PARAMETROS DEL TURBORREFRIGERADOR	36
4 ELECCION DE LA CONFIGURACION Y CALCULO DEL EQUIPO INTERCAMBIADOR DE CALOR	42
4.1 CONFIGURACION SELECCIONADA	
4. ² PARÁMETROS DEL MOTOR DE UN AVION DE ULTIMA GENERACION	42
4.3 PARAMETROS DEL TURBORREFRIGERADOR SELECCIONADO, USANDO LOS PARÁMETROS DEL AVION DE ULTIMA GENERACION	43
5 ANÁLISIS DE LA EFECTIVIDAD DEL ACCESORIO TURBORREFRIGERADOR	45
5.1 INTERCAMBIADOR DE CALOR	45
5.2 PARAMETROS QUE DETERMINAN LA GEOMETRIA DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR	• 46

5.3	METODOLOGIA DEL CALCULO GEOMETRICO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR	47
5.4	DETERMINACION DE LA RESISTENCIA HIDRAULICA DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR	50
5.4.1	PARAMETROS DE LOS PORTADORES DE CALOR FRIO Y CALIENTE	50
5.4.2	METODOLOGIA DEL CALCULO DEL PORTADOR DE CALOR CALIENTE	52
5.4.3	METODOLOGIA DEL CALCULO DEL PORTADOR DE CALOR FRIO	58
5.5	DETERMINACION DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR DEL INTERCAMBIADOR.	61
6	PRINCIPALES RESULTADOS	64
7	BIBLIOGRAFIA	66
8	LISTA DE SIMBOLOS	67
9	APENDICE	

RESUMEN

El trabajo consiste en analizar el funcionamiento de tres configuraciones de los **turborefrigeradores**, evaluar su algoritmo de calculo, y mediante un programa obtener las curvas de variación, de la temperatura del aire de enfriamiento que ingresa a la turbina de alta. De las tres configuraciones analizadas, escoger una y obtener sus nuevos parámetros usando como datos iniciales los parámetros de un avión de ultima generación, también analizamos las curvas de temperatura, empuje, relación de compresión y consumo específico de combustible que varían con el numero de Mach, para el motor del avión de ultima generación.

Analizamos la efectividad del **intercambiador** de calor, evaluamos su calculo geométrico con sus dimensiones que se varían en un programa, determinamos los coeficientes de **fricción** en los tubos, las perdidas de presión en los fluidos frío y caliente. Estos cálculos lo realizamos teniendo en cuenta sus parámetros **gasodinamicos**, térmicos, geométricos y distancia que hay entre los tubos. También hallamos su coeficiente de transferencia de calor del **intercambiador**, el cual depende de tres coeficientes:

1. Coeficiente de transferencia de calor del fluido caliente, el cual depende del numero de **Reynolds** y **Nusselt**.
2. Coeficiente de transferencia del calor del fluido frío, el cual depende del numero de **Nusselt** y este numero depende del numero de **Reynolds** y de **Prandtl**, para ciertos rangos del numero de **Reynolds**.
3. Coeficiente de transferencia de calor en el tubo, ósea entre la parte fría y la parte caliente, que corresponde al espesor del tubo. Con estos tres coeficientes de transferencia de calor se halla el coeficiente de transferencia de calor del **intercambiador**.

1. INTRODUCCION

Los equipos y máquinas de refrigeración de diferentes tipos, hace tiempo que forma parte inseparable del equipamiento de la aeronave. Sin embargo hasta hace poco tiempo estos se utilizaban principalmente para el aire acondicionado de la cabina de pasajeros, de la tripulación; en vuelo y en tierra, para el enfriamiento del equipamiento de la aeronave, de los conjuntos y accesorios de sus sistemas.

Para estas máquinas es característicos las pequeñas capacidades de absorción de calor, que requieren de pequeños gastos de aire y que determinan su carácter auxiliar (según el nivel de la potencia) en la potencia de la aeronave.

Conjuntamente con esto, el desarrollo de la aeronáutica (aumento de las velocidades de vuelo, y de las temperaturas en la cámara de combustión de los motores de turbina a gas), está relacionado con el aumento de estos parámetros, uno de los métodos de la cual se puede requerir la inclusión en la composición de la planta de poder de la aeronave, de máquina refrigeradora de gran capacidad de absorción de calor (potencia) para el enfriamiento del motor y de la aeronave.

El aumento de la temperatura en la cámara de combustión (T_{tc}) del motor de turbina de gas, simultáneamente con el aumento de la relación de compresión en el compresor (π_{kt}) son los principales métodos para el aumento del trabajo del motor. Conjuntamente con el perfeccionamiento de algunos elementos del motor, con la transición a configuraciones complicadas, con la utilización de materiales modernos resistentes al calor, determinan en la actualidad la tendencia del desarrollo de la industria de motores aeronáuticos.

Las altas temperaturas en la cámara de combustión determinan la necesidad de un intenso enfriamiento de las partes calientes del motor y en primer lugar de los elementos del duto de la turbina y de la tobera reactiva. En la actualidad, en todo lugar se utiliza el sistema de enfriamiento aire-aire en la turbina, con el aire cogido de la

última etapa o de una etapa intermedia del compresor, con la consiguiente descarga del aire de enfriamiento en el ducto del motor - éste es un sistema abierto de enfriamiento de aire. Durante esto para el enfriamiento de la primera etapa la más caliente de la turbina, es necesario sangrar aire justamente después de la última etapa del compresor, con una presión lo suficientemente alta como para que pase este aire por la tubería de enfriamiento y se descargue a una zona de presión relativamente alta (por ejemplo, en el borde de salida del perfil de los tramos de tobera de la primera Etapa).

Sin embargo en los motores con alta relación de compresión, sobretodo en los de altas velocidades supersónicas de vuelo, la temperatura del aire a la salida del compresor **Tic** también llega a ser considerable. En este caso para realizar el enfriamiento necesario se requeriría mayor cantidad de aire de enfriamiento, o sea mayor sangrado. Ya que el rendimiento **propulsivo** del aire de enfriamiento que regrese al ducto del motor, generalmente llega a ser menor entonces grandes sangrados (extracciones) pueden reducir los indicadores de empuje del motor. Aparte de esto, las medidas constructivas para garantizar el paso de grandes cantidades de aire de enfriamiento, así como por ejemplo, el engrosamiento de los perfiles de los alabes, de los vanos y de sus bordes de salida y también las pérdidas **gasodinámicas** en la mezcla pueden conllevar a la reducción del rendimiento de la turbina y por consiguiente al empeoramiento de los indicadores del trabajo del motor en su totalidad.

Por esta razón en una serie de casos puede llegar a ser conveniente un enfriamiento previo del aire extraído (sangrado) después del compresor del motor y que se dirige al enfriamiento de su turbina (se entiende sin una reducción considerable de su presión).

Una configuración sencilla de este tipo de equipos (figura 1). Aquí se muestra un **turbo refrigerador** en el cuál el aire extraído después del compresor, se enfría en un **intercambiador** del calor aire-aire por el flujo de aire libre. No deteniéndonos en los detalles de la construcción y de la conveniencia de la instalación de este

intercambiador, señalaremos que inclusive en un caso extremo este enfría aire de alta presión hasta la temperatura del flujo de aire libre T_{LAM} , o sea reduce la temperatura en:

$$A T_{Tm\acute{a}x} = Tt_k - Tt_{AM} = \Delta Tt_{Am} \quad (1)$$

Tomando en cuenta que el intercambiador de calor de dimensiones reales debe tener un determinado valor de la carga térmica $A Tac$, la reducción real de la temperatura sería igual a:

$$\Delta Tt_{cm} = \Delta Tt_k - \Delta Tt_{ic} \quad (2)$$

En ciertos casos esta reducción de temperatura es insuficiente y a pesar del aumento de las dimensiones y de la masa de la construcción gracias a la colocación de un intercambiador de calor, la disminución de los gastos del aire, de enfriamiento condiciona el mejoramiento de los indicadores del motor en su conjunto.

En una serie de casos esta reducción de la temperatura del aire de enfriamiento llega a ser insuficiente. Demostraremos esto en un ejemplo simple. Vamos a evaluar la efectividad del enfriamiento por aire de la turbina del MTG según una metodología simplificada basado en la utilización del gráfico, ilustrado en la figura 2, y teniendo en cuenta la relación.

$$\theta = \frac{T_{t.c.al} - T_{al}}{T_{c.al} - T_{enf}}$$

donde θ es el parámetro de la efectividad térmica de enfriamiento

$T_{t.c.al}$ - es la temperatura total de los gases que fluyen alrededor de la de los álabes (para los álabes móviles se toma la temperatura en el movimiento relativo T_{mv}).

T_{al} - es la temperatura permitida del material de los alabes.

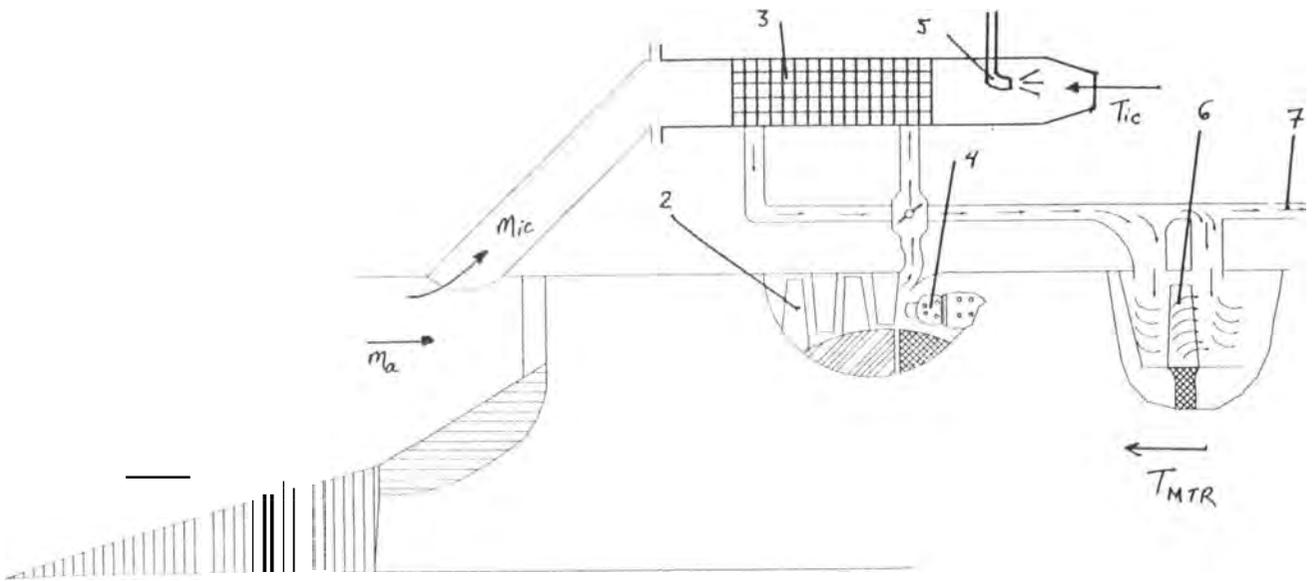
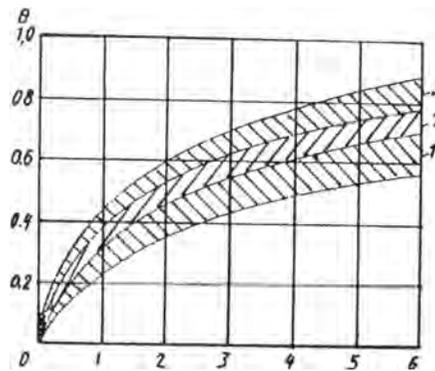


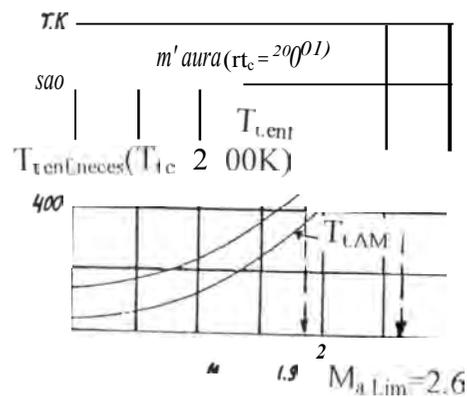
Figura 1. Configuración de la maquina turborrefrigeradora (MTR) con intercambiador de calor en el sistema de enfriamiento de la turbina. 1. Toma de aire común, 2. Compresor del MITG, 3. Intercambiador de calor, 4. Cámara de combustión del MITG, 5. Inyección de combustible en el dueto del intercambiados de calor, 6. Turbina refrigerada, 7. Dirección del aire de enfriamiento que se dirige a otros consumidores[1]

Figura 2. Gráfico de la función del parámetro O que caracteriza la efectividad del enfriamiento de los alabes de la turbina, respecto a la relación de enfriamiento gases m_{enf} para diferentes tipos de alabes enfriados.



1. enfriamiento por convección
2. enfriamiento por convección de película
3. enfriamiento por porosBI

Figura 3. Curvas para determinar los valores limites de la velocidad de vuelo del MTR con intercambiador de calor en el flujo de aire libre[1]



$T_{c,ent}$	1600	1800	2000	2200
$T_{c,neces}$	928	770	600	440

T_{enf} - es la temperatura del aire de enfriamiento en la entrada del sistema de enfriamiento de los alabes.

m_{enf} m_{gas} es la relación entre los flujos del aire de enfriamiento y de los gases.

Vamos a considerar para el cálculo del enfriamiento de los vanos de tobera de la primera etapa de la turbina $T_{gas} = T_{tal} = 1230$ K y $\phi = 0,55$ que en la actualidad para el método más difundido de enfriamiento por convección de película le corresponde una relación aire de enfriamiento - gases de $m_{enf} = 2,5\%$. Entonces las temperaturas necesarias del aire de enfriamiento en función a la temperatura en la cámara de combustión van a tener valores señalados en la tabla 1.

Si es que graficamos como está hecho en la figura 3, la función de la temperatura de estancamiento T_{LAM} respecto a la velocidad de vuelo Ma (a unas alturas superiores de los 11 km, donde $T_{AM} = 216$ K) y consideramos la carga térmica en el final "frío" del intercambiador de calor $\Delta T_{uc} = 50\%$, entonces obtenemos la función de la temperatura del aire después del intercambiador de calor, o sea de la temperatura del aire de enfriamiento T_{enf} respecto a la velocidad de vuelo (ver figura 3).

Ahora con las curvas indicadas en la figura 03 podemos determinar los valores límites de las velocidades de vuelo, hasta los cuales va a conservar la capacidad de funcionamiento del esquema de enfriamiento analizado (ver figura). Así por ejemplo la realización de una temperatura aproximada a la estequiometría en la cámara de combustión ($T_c = 2200$ K) es posible solamente a velocidades de vuelo $Ma < 1,9$. Para la creación de este tipo de motor a altas velocidades de vuelos se requiere ya sea aumentar la relación aire de enfriamiento - gases o realizar un enfriamiento adicional del aire sangrado después del compresor.

El enfriamiento adicional del aire extraído después del compresor con combustible no es posible ya que la capacidad de absorción del calor de los combustibles hidrocarbúricos es pequeña y evidentemente es insuficiente para este objetivo.

Lo más útil en este caso es la utilización de máquinas refrigeradoras de a bordo, o sea máquinas que realizan un ciclo de refrigeración, en el cuál los gastos de una cantidad determinada de combustibles nos dan la posibilidad de realizar un enfriamiento adicional del aire sangrado después del compresor. La instalación de equipos refrigeradores a bordo será conveniente si los aumentos relacionados al peso y a las dimensiones de la planta de poder y los gastos adicionales de combustible van a ser menores que el efecto de los indicadores de los gastos incrementados del aire de enfriamiento y las temperaturas reducidas en la cámara de combustión.

Para resolver éste problema se requiere que se tomen en cuenta la gran cantidad de factores que están interrelacionados. Para eso se requiere un análisis de las configuraciones y de los parámetros de las máquinas refrigerantes de a bordo; el desarrollo de un enfoque para determinar sus valores óptimos en función al objetivo de su uso y a las condiciones de funcionamiento. La optimización de los parámetros del equipo refrigerante de a bordo se deberá realizar para la obtención de altos indicadores del trabajo de toda la planta de poder de la aeronave, en un amplio margen de velocidades y de altitudes de vuelo. Estos requerimientos específicos de aviación hasta la actualidad no se le ha dado la debida importancia en la bibliografía sobre máquinas refrigerantes.

Los primeros resultados de las investigaciones y los cálculos efectuados, han demostrado, que para resolver estos problemas es más conveniente, los equipos turborrefrigerantes de aire de ciclo abierto ETR. La utilización de estos tipos de equipos en la aeronáutica, y en particular, en los sistemas de enfriamiento de las turbinas de los M TG de altas temperaturas llega a ser mas conveniente por los siguientes motivos [1]:

Los principales conjuntos del ETR de aire son el compresor y la turbina, parecidos en sus parámetros y en sus indicadores de trabajo a las turbomáquinas de los motores de aviación. El ciclo del ETR en su parte fría se puede considerar como un ciclo invertido del MTG. Esto nos da la posibilidad de utilizar ampliamente no solamente la experiencia del cálculo y del diseño de los compresores y de las turbinas, sino utilizar los conjuntos y los accesorios de los motores de turbina de gas de pequeñas potencias.

2. La utilización para el enfriamiento de aire de equipos cuya sustancia de trabajo es el aire, o sea un ETR aire-aire promete una serie de ventajas operativas. Así por ejemplo no se requiere una hermeticidad ideal del intercambiador de calor aire-aire, no se requieren sistemas intermedios portadores de calor y etc.
3. La utilización del ETR que realiza un ciclo invertido del MTG para el enfriamiento del aire, extraído después del compresor (o de la parte intermedia) del MTG principal y que va al enfriamiento de la turbina de este mismo MTG, nos permite crear una serie unificada de turbomáquinas de un solo tipo según las propiedades de la sustancia de trabajo y de sus parámetros que aseguran la obtención de indicadores aceptables de su trabajo y de sus performances[4.23].

2. INFLUENCIA DE LA RELACIÓN DE CALENTAMIENTO (θ) Y DE LA RELACIÓN DE COMPRESIÓN (γ) EN EL CICLO, SOBRE EL RENDIMIENTO EFECTIVO (η_e) Y SOBRE EL CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTIBLE (CEC).

El grado de reconversión de calor en trabajo, se evalúa con el rendimiento efectivo, que es igual a la relación del trabajo efectivo del ciclo W_{efect} sobre la cantidad de calor suministrado,

$$\eta_e = \frac{W_{efect}}{q_A} \quad (1)$$

donde: W_{efect} [kJ/kg] - es el trabajo obtenido de 1 kg. de la sustancia de trabajo (aire).

q_A [kJ/kg] - es la cantidad de calor agregado a 1 kg. de aire.

El trabajo del ciclo se puede representar en la forma:

$$W_{ciclo} = W_{is} \eta_{\gamma} \frac{W_{ks}}{1_{kt}} \quad (2)$$

donde: W_{is} - es el trabajo isoentrópico del proceso de expansión en la turbina,

η_{γ} - es el rendimiento del proceso de expansión,

- isoentrópico

-

La cantidad de calor agregado en el ciclo se puede representar en la forma:

$$q_A = c_p(T_1 - T_{1k}) \quad (3)$$

donde: c_p - es el calor específico medio de la sustancia del trabajo,

-
-

Representamos la diferencia de temperaturas ($T_1 - T_{1k}$) en la forma:

$$T_1 - T_{1k} = T_{AM} \left(\frac{T_{1c}}{T_{AM}} - \frac{T_{1k}}{T_{AM}} \right) = T_{AM} \left(\theta_1 - \frac{T_{1k}}{T_{AM}} \right) \quad (4)$$

donde: $\theta_1 = \frac{T_{1c}}{T_{AM}}$ - es la relación de calentamiento total,

T_{AM} - es la temperatura del medio ambiente.

Representamos la diferencia de las temperaturas $T_{1ks} - T_{AM}$ en la forma:

$$T_{1ks} - T_{AM} = \left(T_{1c} - T_{AM} \right)^{\frac{1}{n}} = T_{AM} \left(\theta_1 - 1 \right)^{\frac{1}{n}} \quad (5)$$

donde: T_{1ks} - es la temperatura total del gas detrás del compresor, en compresión isoentrópica.

Aquí se ha utilizado la relación entre la diferencia de las temperaturas en el compresor en los procesos de compresión ideal y real.

$$\eta_{k_i} = \frac{T_c - T_{AM}}{T_c' - T_{AM}'} \quad (6)$$

donde: η_{k_i} - es el rendimiento total del proceso de compresión.

Reemplazando en la ecuación (5), la relación de las temperaturas $\frac{T_c}{T_{AM}}$ a través de la relación de presiones $P_{r,k}$ utilizando la expresión para la adiabática ideal, obtenemos:

$$T_c = \left(\pi_{k_i}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} + T_{AM} \right) \quad (7)$$

donde: $\pi_{k_i} = \frac{P_c}{P_{AM}}$ - es la relación de compresión total en el proceso de compresión.

Tomando en cuenta la ecuación (7), la expresión (4) tiene la forma,

$$\begin{aligned} T_c - T_{AM} &= T_{AM} \left(\pi_{k_i}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \\ &= T_{AM} \left[\theta_c \left(\pi_{k_i}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \right] \end{aligned} \quad (8)$$

Expresamos los trabajos de expansión y compresión a través de las relaciones de expansión y de compresión.

$$\left| \eta'_{\text{efect}} = T_{\text{e}} C_{\text{e}} \left(1 - \frac{1}{\pi_{k_t}^{\frac{k-1}{k}}} \right) \right. \quad \left. T_{\text{IA}} / \left(\pi_{k_t}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \right|_{k_t} \quad (9)$$

Después de reemplazar las ecuaciones (8) y (9) en la ecuación (1) y luego de efectuar una serie de transformaciones, obtenemos la expresión final para el rendimiento efectivo.

$$e_{\text{e}} = \frac{\left(1 - \frac{1}{\pi_{k_t}^{\frac{k-1}{k}}} \right) \eta_{v_t} - T_{\text{AM}} C_p \left(\pi_{k_t}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_{k_t}}}{T_{\text{p,AM}} \left[\theta_t - \left(\pi_{k_t}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_{k_t}} - 1 \right]} \quad (10a)$$

$$\frac{\left(1 - \frac{1}{\pi_{k_t}^{\frac{k-1}{k}}} \right) \eta_{v_t} - \left(\pi_{k_t}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_{k_t}}}{\theta_t \left(\pi_{k_t}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_{k_t}} - 1}$$

$$\left| \begin{array}{ccc} 0,1 & 1 & \eta_{e_1} \eta_{k_1} \\ & \pi_{k_1}^{\frac{1}{k_1}} - 1 & -1 \\ \theta_1 & (\pi_{k_1}^{\frac{1}{k_1}}) & \frac{1}{\eta_{k_1}} - 1 \end{array} \right| \quad (10b)$$

Ya que la relación de compresión en el ciclo es igual a la relación de expansión $\pi = \pi$ la ecuación (10b) tendrá su forma final,

La rentabilidad del motor se evalúa mediante el consumo específico de combustible, que es igual al consumo de combustible por hora, dividido por la potencia,

$$\left| \frac{\pi^{\frac{1}{k_1}} - 1}{\eta_{k_1} \frac{k_1 - 1}{k_1}} \frac{\theta_1 \eta_{e_1} \eta_{k_1}}{\eta_{k_1} \frac{k_1 - 1}{k_1}}}{e_1 \left(\pi_{k_1}^{\frac{1}{k_1}} \right) \frac{1}{\eta_{k_1}} - 1} \right| \quad (10c)$$

$$CEC_1 = \frac{m_n \text{ kg}}{P \text{ hr.kw}}$$

donde: m_n - es el consumo de combustible por hora en kg/hr.

P - es la potencia en kw.

Dividiendo el numerador y el denominador de la ecuación (11) entre el gasto de aire por segundo, obtenemos:

$$CEC = \frac{3600r_f}{m_{\text{a}} \cdot w_{\text{efect}}} \quad (12)$$

donde: $r_f = \frac{m_{\text{combustible}}}{m_{\text{aire}}}$ - es la relación de combustible/aire,

m_{a} - es el gasto de aire en kg/s,

w_{efect} - es el trabajo del ciclo en J/kg,

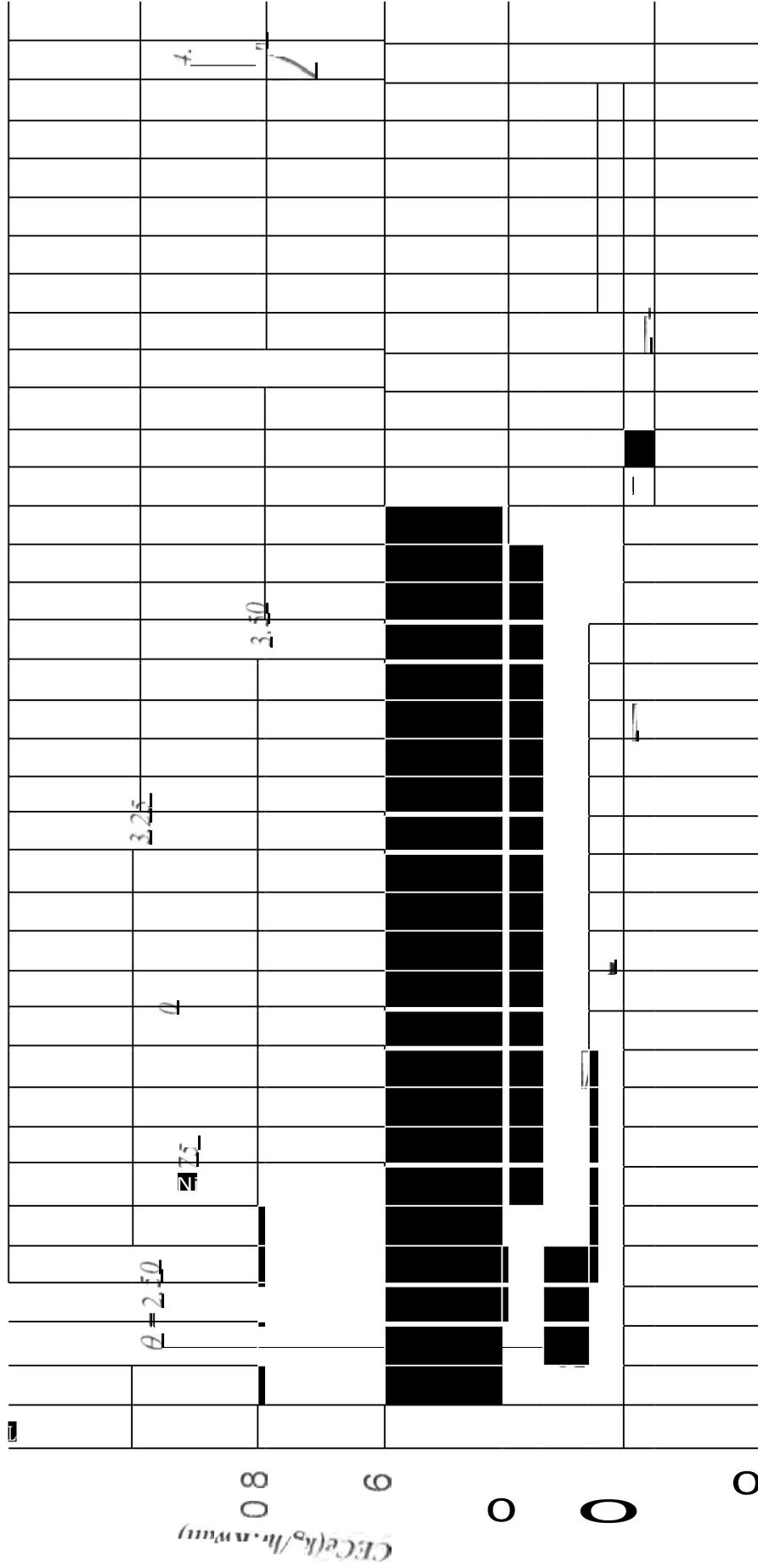
La cantidad de calor añadido a 1 kg. de aire q_A se puede expresar a través de la relación combustible/aire $r_{f/a}$ y de la potencia calorífica del combustible

$$q_A = r_{f/a} q_{\text{comb}} \quad (13)$$

entonces la expresión para e_c tendrá en aspecto $e_c = \frac{w_{\text{efect}}}{r_{f/a} \cdot q_{\text{comb}}}$ (14)

Despejando $r_{f/a}$ de la ecuación (13) y colocando en la ecuación (11), como resultado obtenemos:

$$CEC_e = \frac{3600}{e_c \cdot q_{\text{comb}}} \frac{\text{Kg}}{\text{hora} \cdot \text{Kwatt}} \quad (15)$$



4 6 8 10 12 14 16 18 20 22 24 26 28 30 32 34 36 38

Figura 5. Consumo específico de combustible (CEC_c) de un MTG, en función de la relación de compresión (π), para diferentes relaciones de calentamiento (θ). Las líneas punteadas indican el mínimo consumo específico para un (θ) constante

La potencia calorífica en los MTG con combustible kerosene es: 43000 KJ/kg .

De la ecuación (12) se deduce, que el consumo específico equivalente de combustible es inversamente proporcional del rendimiento efectivo.

En la figura 4, se muestran las variaciones e_r , y en la figura 5 CEC_e , ambos en función de π_r y O , confeccionados de acuerdo a las ecuaciones (8) y (12)

En la figura 4, las líneas punteadas le corresponden a los máximos de e_r y a los mínimos valores de CEC_e (Fig. 5).

De los gráficos mostrados se deduce que las variaciones de e_r y CEC_e en función a π_r tienen un máximo y un mínimo respectivamente. Haciendo notar que a grandes valores de relaciones de calentamiento O le corresponden grandes valores de π_r , en las cuales se alcanzan los máximos valores de O y los mínimos valores de CEC_e .

De los gráficos también se deduce que el aumento de O provoca el crecimiento de e_r y la reducción de CEC_e para cualquier valor de π_r .

De lo señalado arriba se deduce, que para aumentar el rendimiento efectivo del ciclo (disminución del CEC_e), fuese conveniente tener la máxima temperatura posible del gas y un considerable valor de la relación de compresión.

La máxima temperatura alcanzada del gas se determina por la temperatura de combustión para un coeficiente del aire estequiométrico a igual a uno y por el aumento de la temperatura del aire en el conducto de entrada y en el compresor. Para los combustibles de hidrocarburos, éstas temperaturas son valores del orden de 2500 a 3000 K. La relación de compresión total en el ciclo óptimo según trabajo del ciclo (que aseguran $W_{\text{ciclo máx}}$) que le corresponden a estas temperaturas, son del orden de $\pi_{r\text{wop}}=40-70$ y $\tau_{t\text{Econ}} = 400-600$.

Obtener altas relaciones de compresión es relativamente fácil. Para los vuelos subsónicos (para bajos T_{AM}) la relación de compresión en el compresor ya ha alcanzado valores de $\pi_{kt} = 30$. La relación de compresión total en los motores de reacción a gas a grandes velocidades supersónicas de vuelo alcanzan valores del orden de 150 - 200. De esta manera, el principal obstáculo para continuar aumentando la capacidad de trabajo de la sustancia de trabajo en el ciclo va a ser la continuación de la limitación de la temperatura límite del gas. "El aumento de la temperatura del gas determina el camino para seguir desarrollando los motores de aviación".

Esto requiere el empleo de nuevas aleaciones resistentes al calor y la posibilidad de utilizar estructuras metal cerámicos para fabricar los elementos de la turbina a gas y en particular los alabes móviles y los vanos de tobera.

Sin embargo la perspectiva a corto plazo está relacionado con el perfeccionamiento del sistema de enfriamiento de los alabes móviles y los vanos de tobera.

En la actualidad se ha logrado aumentar la temperatura del gas delante de la turbina hasta 1650 K.

La continuación del aumento de la temperatura T_{ic} esta relacionado con la reducción de la temperatura del aire de enfriamiento, sangrado del compresor. En los motores modernos de alta temperatura, destinado para altas velocidades de vuelo, esto se consigue instalando intercambiadores de calor, compactos en el ducto secundario del motor turboreactor de doble flujo (MTRD).

En este intercambiados de calor, el aire sangrado del compresor de alta presión (KNI), se enfría por el aire del ducto secundario y después de esto se introduce para el enfriamiento de la turbina.

Para seguir reduciendo la temperatura del aire de enfriamiento puede llegar a ser conveniente la instalación en el motor de un pequeño accesorio turborefrigerador , pero esto requiere de un análisis profundo.

3 CONFIGURACIONES POSIBLES DE ENFRIAMIENTO DEL MOTOR DE TURBINA A GAS, CON LA UTILIZACION DE MAQUINAS TURBORREFRIGERADORAS

Para lograr mejores rendimientos y rebajar los consumos de combustibles, se tiende a emplear temperaturas lo mayor posible. La resistencia en caliente de los materiales pone un limite a la temperatura. Por tanto, en las turbinas que funcionan directamente con gases de combustión, se presenta el problema de encontrar procedimientos de refrigeración que permitan conseguir temperaturas reducidas en los alabes de la turbina, ya que estos debido a los gases calientes elevan su temperatura.

Para disminuir la temperatura de los gases en la turbina, estos gases deben mezclarse con aire frío, en el cuál la presión del aire frío añadido debe ser mayor de la que hay en la turbina,

Hay una diversidad de equipos de enfriamiento, en el mercado, con características definidas para un uso determinado y tiempo de funcionamiento determinado.

La mayoría de los equipos de refrigeración vienen herméticamente sellados y de diversos tamaños, en el cuál el fluido refrigerante puede ser, liquido, vapor ó gas.

Aquí en este trabajo vamos a analizar los equipos de enfriamiento donde el refrigerante es el aire y la sustancia a refrigerar también es aire, el cual proviene de la salida del compresor de alta de los motores de turbina a gas que trabajan con altas temperaturas [4,5,1]

3.1 CONFIGURACION 1

Esta configuración del turborrefrigerador que se ilustra en la figura 6, consta de una turbina, un intercambiador de calor y un compresor, en el cuál el aire frío de enfriamiento se obtiene de la salida del compresor de baja, é ingresa por la sección B; el aire caliente que ingresa al turborrefrigerador lo hace saliendo de la salida del compresor de alta. Los flujos después de recorrer las secciones del turborrefrigerador, ingresan nuevamente al motor, una cantidad ingresa por la turbina de alta y otra cantidad ingresa hacia los bordes exteriores de la cámara de post combustión.

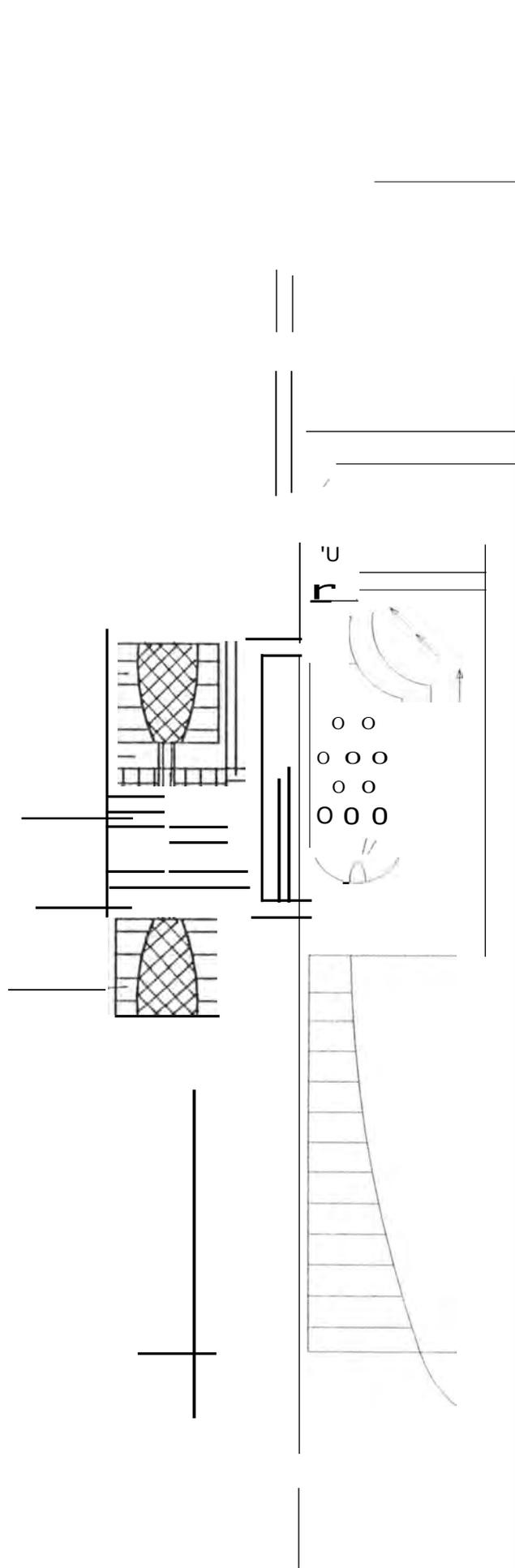


FIG. 5 *Diagrama de un sistema de control de temperatura en un horno industrial.*

El sistema de control de temperatura en un horno industrial se compone de los siguientes elementos:

- 1**: Sensor de temperatura que mide la temperatura del horno.
- 2**: Controlador de temperatura que recibe la señal del sensor y genera una señal de control.
- 3**: Actuador de temperatura que recibe la señal de control y genera una acción de control.
- 4**: Horno industrial que recibe la acción de control y genera una temperatura.

El diagrama muestra el flujo de información y energía entre estos elementos. El sensor (1) envía una señal de temperatura al controlador (2), que envía una señal de control al actuador (3). El actuador (3) genera una acción de control que actúa sobre el horno (4), el cual genera una temperatura que es medida por el sensor (1).

3.1.1 **FUNCIONAMIENTO DEL TURBORREFRIGERADOR** (Primera configuración)

Para dar a conocer la forma en que funciona el **turborrefrigerador**, se va a explicar de una manera consecutiva conforme fluyen los fluidos a través de este accesorio, así:

1. - A la salida del compresor de baja del motor de turbina a gas, hay una entrada de aire (sección B) hacia la turbina del **turborrefrigerador**, donde el aire se expande en la turbina.
2. - A la salida del compresor de alta del motor de turbina, hay un sangrado de aire comprimido y caliente que se dirige hacia el **intercambiador** de calor.
3. - El **aíre** que se expande en la turbina pasa externamente por los tubos del **intercambiador** de calor.
4. - En el **intercambiador** de calor ocurre la transmisión de calor, desde el aire caliente proveniente del sangrado, hacia el **aíre** frío que sale de la turbina. Los flujos de aire en el **intercambiador** de calor viajan en sentido contrario y sin mezclarse. La cantidad de calor transferida depende del área del **intercambiador**, del coeficiente de transmisión del calor y de la carga térmica media.
5. - Debido a la expansión del **aíre**, se genera un trabajo en la turbina del **turborrefrigerador** que se usa en el compresor del **turborrefrigerador**, como el trabajo para comprimir el **aíre**.
6. - El **aíre** que se expande de la turbina, enfría al **intercambiador** de calor y luego se comprime en el compresor.
7. - El **aíre** caliente que sale del compresor del motor de turbina a gas, ingresa al **intercambiador** de calor, se enfría y una parte que sale, ingresa por delante de la cámara de

combustión a enfriar la parte central del motor, y la otra parte que ingresa al final de la cámara de combustión para mezclarse con el gas caliente que sale de la cámara de combustión.

8. - El aire que sale del compresor del turborrefrigerador, ingresa por la sección "TK" hacia la zona de combustión.

9. - Para que el aire ingrese a una zona a enfriar, es necesario que la presión del aire sea mayor que la presión de la zona a enfriar.

3.1.2 PARAMETROS EN EL TURBORREFRIGERADOR (configuración 1)

Para hacer cálculos de los parámetros del turborrefrigerador, es necesario contar con datos iniciales, como los gasodinámicos, geométricos, las eficiencias, las constantes del fluido, etc. Es así que se ha colocado datos iniciales, con sus respectivos valores, y a partir de éstos parámetros iniciales, hallar otros parámetros deseados.

Datos iniciales:

$c_{pa} = 1000$ $\text{kg}\cdot\text{K}$	Calor específico de aire.
$= 500\text{K}$	Temperatura del aire a la salida del compresor.
$= 4$	Relación de expansión en la turbina.
$\eta_{it} = 0.9$	Rendimiento de expansión en la turbina.
$\eta_b = 0.82$	Rendimiento de compresión en el compresor centrífugo.
$T_{in} = 300\text{K}$	Temperatura del aire a la entrada del compresor.
$A = 0.5\text{m}$	Superficie del <u>intercambiador</u> .
$K = 200$ $\text{m}^2\cdot\text{K}$	Coefficiente de transmisión de calor del <u>intercambiador</u> .

$$m_1 = \frac{1 \text{ Kg}}{\text{s}}$$

Flujo o gasto de aire.

$$m_2 = 0.1 \text{ Kg}$$

Flujo de aire sangrado de la salida del compresor de alta.

$$k = 1.4$$

Exponente adiabático del aire.

$$a = 1.25$$

Coefficiente empírico para determinar la carga térmica media en el intercambiador.

$$\alpha_{fr} = 0.05$$

Factor de recuperación de la presión total del intercambiador de calor en el ducto frío.

$$\alpha_{cal} = 0.03$$

Factor de recuperación de la presión total del intercambiador de calor en el ducto caliente.

$$P_{B1} = 101\,300 \text{ N/m}^2$$

Presión de aire de enfriamiento en la entrada.

$$P_{B2} = 2260003 \text{ N/m}^2$$

Presión total a la salida del compresor del motor de turbina a gas.

3.1.3 ALGORITMO DE CALCULO DE LOS PARAMETROS DEL TURBORREFRIGERADOR

Para conocer los valores de los diversos parámetros en el turborrefrigerador, es necesario tener un algoritmo de cálculo, donde se puedan obtener los valores de los parámetros deseados, como son, trabajo, temperatura, calor transferido, presiones, etc.

En este trabajo vamos a hacer el algoritmo y a modo de ejemplo se va a usar los datos iniciales de los parámetros dados.

El trabajo isentrópico que se produce en la turbina es debido al flujo del aire frío:

$$w_{is} = c_p T_{bt} \left(1 - \frac{1}{k-1} \right) \quad (1)$$

$$w = 1000 * 300 * \left(1 - \frac{1}{4^{1.4}} \right) = 9811497 \text{ J/kg}$$

Como toda maquina no trabaja idealmente, entonces el trabajo real de la turbina es:

$$w_r = \quad (2)$$

$$w_r = 98114.97 * 0.9 = 88030.47 \text{ J / kg}$$

La temperatura del aire frío detrás de la turbina es:

$$T_{Ti} = T_{Bt} - \frac{w_r}{c_{pa}} \quad (3)$$

$$= 300 - \frac{880347}{1000} = 211.70 \text{ K}$$

En el intercambiador de calor fluyen dos flujos a diferentes temperaturas los cuales originan una carga térmica media Ar_{me} , en el intercambiador de calor en cuál es:

$$\Delta T_{med} = \frac{r_{Kt}}{a} \quad (4)$$

$$\Delta T_{med} = \frac{500 - 211.70}{1.25} = 230.64K$$

La cantidad de calor transmitido en el intercambiador de calor, desde el aire caliente hacia el aire frío, sin mezclarse los fluidos, es:

$$Q = K \Delta T_{med} \quad (5)$$

$$Q = 0.5 * 200 * 230.64 = 23064.28W$$

Suponiendo que no hay pérdida de energía, entonces la ecuación del balance térmico para el conductor de calor que se encuentra frío (aire frío),

$$Q = m_1 c_{pa} (T_{III} -) \quad (6)$$

$$23064.28W = 1 * 1000 * (T_{III} - 211.70)$$

De las ecuaciones (3) y (5) determinamos: TM ,

$$T = T + \frac{Q}{m_1 c_{pa}} \quad (7)$$

$$T_{III} = 211.70 + \frac{23064.42}{1 * 1000} = 234.76K$$

La ecuación del balance térmico para el conductor de calor que se encuentra caliente (Aire caliente).

$$Q = \dot{m} c_p (T_{in} - T_{out}) \quad (8)$$

$$23064.42 = 0.1 * 1000 * (500 - T_{out})$$

De las ecuaciones (5) y (8) determinamos T_{out} ,

$$T_{out} = T_{in} - \frac{Q}{\dot{m} c_p} \quad (9)$$

$$T_{out} = 500 - \frac{23064.42}{0.1 * 1000} = 269.36K$$

Con este valor de la temperatura ingresa el aire a la turbina para mezclarse con los gases calientes que salen de la cámara de combustión.

Como la turbina realiza un trabajo que es producido por el flujo del aire y la turbina esta unida al compresor, entonces el trabajo real del compresor es igual al trabajo real de la turbina,

$$W_c = W_T \quad (10)$$

entonces el trabajo isoentropico del compresor es:

$$\begin{aligned} W_{Ks} &= \dot{m} K^* = \dot{m} T \eta_{Kt} = W_{Ts} \eta_{Tt} \eta_{Kt} \\ &= 9811497 * 0.9 * 0.82 = 7240885J/kg \end{aligned}$$

De la expresión para el trabajo isoentropico del compresor ,

$$W_{KS} = C_{pa} T_{Kt} \left[\pi_K^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (12)$$

$$72408.85 = 1000 * 234.76 \left[\pi_K^{\frac{1.4-1}{1.4}} - 1 \right]$$

hallamos la relación de compresión en el compresor,

$$\pi_{Kt} = \left(\frac{W_{KS}}{C_{pa} T_{Kt}} + 1 \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (13)$$

$$\pi_{Kt} = \left(\frac{72408.85}{1000 * 234.76} + 1 \right)^{\frac{1.4}{1.4-1}} = 2.56$$

El fluido frío, ha pasado por la turbina, el intercambiador de calor y el compresor el cuál ha sufrido cambios de presiones al pasar por cada elemento, es así que la presión en la sección TK. del aire que enfría la parte externa de la cámara de post combustión es:

$$P_{TKt} = P_{Bt} \cdot \pi_{Kt} \quad (14)$$

$$P_{TKt} = 101300 * \frac{1}{4} * 0.95 * 2.56 = 61590.4 \text{ N} / \text{m}^2$$

Con este valor de la presión ingresa el aire a enfriar en la zona de post combustión y en los bordes de la tobera de escape.

De igual forma, el fluido caliente ha pasado por las tuberías del intercambiador de calor en donde su presión va a cambiar debido a las pérdidas hidráulicas, la presión en la sección KT, del aire que va a enfriar los alabes de la turbina es:

$$P_{KT} = PK_1 \sigma_{I(cnl)} \quad (15)$$

$$= 2260003 \cdot 0.93 = 21018027 \text{ N/m}^2$$

Con este valor de la presión, ingresa el aire a la turbina para mezclarse con los gases calientes que salen de la cámara principal de combustión.

La temperatura con la cuál el aire ingresa a enfriar la zona de post combustión es igual a la temperatura en la sección TK, el cuál es:

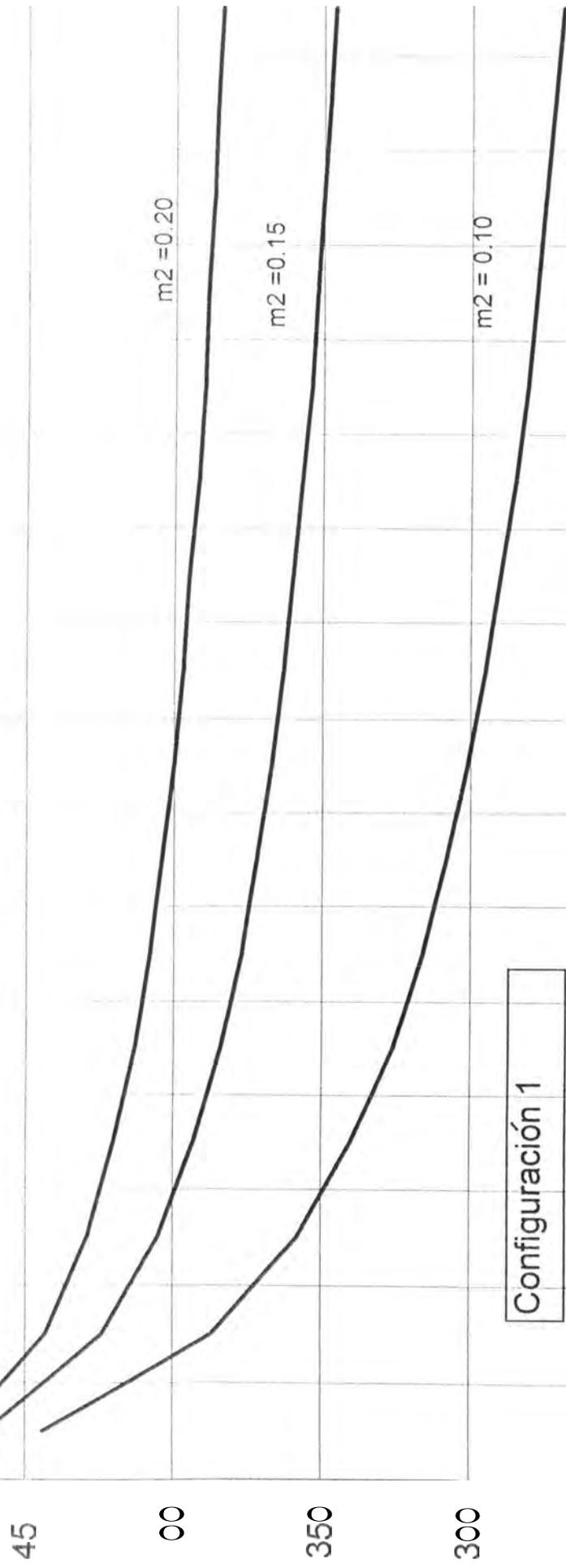
$$T_{TK} = z;1 \frac{W_K}{Pa} \quad (16)$$

$$= 234.76 + \frac{88303.47}{1000} = 323.06 \text{ K}$$

El algoritmo mostrado y los cálculos a modo de ejemplo, nos han permitido hallar otros parámetros necesarios. Llevándolo el algoritmo a un programa, podemos hallar las curvas de la variación de temperatura del aire frío que ingresa a la turbina a enfriar, en función de la relación de expansión, para diferentes gastos de aire que es sangrado de la última etapa del compresor de alta. Estas curvas se muestran en la figura 7. El programa de cálculo se muestra en el apéndice.

500

$T_{Bt} = 288K$ $T_{kt} = 785$ $m_1 = 1Kg/s$



25

200

0,25 0,5 0,75 1 1,25 1,5 1,75 2 2,25 2,5 2,75 3 3,25 3,5 3,75

FIGURA 7. – Temperatura del aire de enfriamiento con que llega a la turbina en función con la relación de expansión de turborrefrigerador el sistema de refrigeración consta de una turbina, un intercambiador de calor y un compresor. m_1 flujo de aire frío, m_2 flujo de aire sangrado de la última etapa del compresor de alta.

3.2 CONFIGURACION 2

En esta configuración, el **turborefrigerador** esta constituido de dos **intercambiadores** de calor, una turbina y un compresor. El aire de enfriamiento ingresa de la salida del compresor de baja del MTG al **turborefrigerador** y el aire caliente lo hace de la salida del compresor de alta. Una parte del aire enfriado ingresa a la turbina de alta para enfriar los alabes. otra parte ingresa a la zona de la post combustión y una ultima parte lo hace para enfriar los bordes de la tobera de escape, esto se ilustra en la figura 8

3.2.1 FUNCIONAMIENTO DEL TURBOREFRIGERADOR (Segunda configuración)

La explicación del funcionamiento del **turborefrigerador**, lo vamos hacer de una forma *secuencia'*, por los lugares donde fluyen los fluidos, también se va explicar brevemente la función de algunos elementos del **turborefrigerador**

1. - A la salida del compresor de baja del motor de turbina a gas, hay una entrada de aire (sección B) hacia el primer **intercambiador** de calor, donde el aire actúa como refrigerante.
2. - A la salida del compresor de alta del motor, hay un sangrado de aire caliente y comprimido (sección K) que se comunica, una parte con el **intercambiador I** y la otra parte con el **intercambiador II**.
3. - Parte del aire caliente que ingresa al **intercambiador I** se enfría y luego ingresa a una turbina donde se expande y su temperatura sigue disminuyendo, después ingresa al segundo **intercambiador** de calor, en donde actúa como refrigerante.
4. - La otra parte del aire caliente, ingresa al segundo **intercambiador** de calor, se enfría y sale a través de la sección "TK". Una parte ingresa por delante de la cámara de combustión y la otra parte ingresa por la salida de la cámara.

5. - El aire que ingresa por delante de la cámara de combustión lo hace para enfriar el centro del motor de turbina a gas, y la otra parte del aire que ingresa por la salida de la cámara, se mezcla con los gases calientes que salen de la cámara.

6. - El aire frío de la sección "13" que se calienta en el intercambiador 1, es el aire que va a enfriar la parte externa de la cámara de post combustión y la tobera de escape.

3.2.2. PARAMETROS EN EL TURBORREFRIGERADOR (configuración 2)

Para hacer cálculos de los parámetros del turborrefrigerador, es necesario contar con datos iniciales, como los gasodinámicos, geométricos, las eficiencias, las constantes del fluido, etc. Es así que se ha colocado datos iniciales, con sus respectivos valores, que a partir de éstos parámetros iniciales, hallar los otros parámetros deseados.

Datos iniciales:

$$c_{pa} = 1000 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad \text{Calor específico del aire.}$$

$$500\text{K} \quad \text{Temperatura del aire a la salida del compresor.}$$

$$\pi_{Ti} = 4 \quad \text{Relación de expansión en la turbina.}$$

$$\eta_{Ti} = 0.9 \quad \text{Rendimiento de expansión en la turbina.}$$

$$\eta_{ki} = 0.82 \quad \text{Rendimiento de compresión en el compresor.}$$

$$= 300\text{K} \quad \text{Temperatura del aire a la entrada del intercambiador I.}$$

$$= 0.5\text{m}^2 \quad \text{Superficie del intercambiador I.}$$

$$A_{II} = 0.5\text{m} \quad \text{Superficie del intercambiador II.}$$

$$K = 200 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad \text{Coeficiente de transmisión de calor del intercambiador I.}$$

$$K_{II} = \frac{200 \text{ W}}{\text{K}}$$

Coeficiente de transmisión de calor del intercambiador

$$\dot{m}_1 = 1 \text{ Kg}$$

Flujo o gasto de aire frío que ingresa al intercambiador I.

$$\dot{m}_2 = 0.5 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

Flujo de aire caliente a la salida del compresor del MTG.

$$0.1 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

Flujo de aire a la entrada del intercambiador II.

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_2 - \dot{m}_3 = 0.4 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

Flujo de aire caliente a la entrada del intercambiador I.

$$k = 1.4$$

Exponente adiabático del aire.

$$a_I = 1.25$$

Coeficiente empírico para determinar la carga térmica media en el intercambiador I.

$$a_{II} = 1.25$$

Coeficiente empírico para determinar la carga térmica media en el intercambiador II.

$$\sigma_{I, cal} = \frac{P_{TBI}}{P_{KI}} = 0.95$$

Factor de recuperación de la presión total del intercambiador I en la parte caliente.

$$\sigma_{I, fr} = \frac{P_{BI}}{P_{KI}} = 0.95$$

Factor de recuperación de la presión total del intercambiador I en la parte fría.

$$\sigma_{II, cal} = \frac{P_{KI}}{P_{KI}} = 0.95$$

Factor de recuperación de la presión total del intercambiador II en la parte caliente.

$$\sigma_{II, fr} = \frac{P_{KI}}{P_{KI}} = 0.95$$

Factor de recuperación de la presión total del intercambiador II en la parte fría.

$$P_{KI} = 2260003 \text{ N/m}^2$$

$$P_{OI} = 101300 \text{ N/m}^2$$

3.2.3 ALGORITMO DE CALCULO DE LOS PARAMETROS DEL TURBOREFRIGERADOR

En el intercambiador del calor fluyen dos flujos a diferentes temperaturas los cuales originan una carga térmica en este.

La carga térmica inedia en el intercambiador I es:

$$\Delta T_{med I} = \frac{T_{Kf} - T_{Bf}}{a_l} \quad (1)$$

$$\Delta T_{med} = \frac{500 - 300}{1.25} = 160K$$

La cantidad de calor transmitido en el intercambiador de calor I, desde el aire caliente hacia el aire frío, sin mezclarse los fluidos.

$$Q_I = A_l K_l \Delta T_{med I} \quad (2)$$

$$Q_I = 0.5 * 200 * 160 = 16000W$$

Suponiendo que no hay pérdida de energía debido a las caídas de presión, entonces la ecuación del balance térmico para el conductor de calor que se encuentra frío (aire frío),

$$Q_I = m_f p a (T_{Bf} - T_R) \quad (3)$$

$$16000W = 1 * 1000(4, - 300)$$

De las ecuaciones (2) y (3) determinamos: T_{Bf}

$$T_{Bf} = T_R + \frac{Q_I}{m_f c_{pa}} \quad (4)$$

$$T_{BT} = 300 + \frac{16000}{1 * 1000} - 316K$$

La ecuación del balance térmico para el conductor de calor que se encuentra caliente (Aire caliente).

$$m_A c_{pa} (T_{Kt} - T_{TBT}) \quad (5)$$

$$16000 = 0.4 * 1000 * (500 - T_{TBT})$$

De las ecuaciones (5) y (2) determinamos:

$$T_B = Kt \frac{16000}{1114 c_{pa}} \quad (6)$$

$$T = 500 - \frac{16000}{0.4 * 1000} = 460K$$

El trabajo isoentrópico que se produce en la turbina debido a una parte del aire caliente sangrado del compresor de alta es:

$$W_{Ts} = c_{pa} T_{TBT} \left(1 - \frac{1}{\pi_{Tt}^k} \right) \quad (7)$$

$$= 1000 * 460 * \left(1 - \frac{1}{4^{\frac{1.4-1}{1.4}}} \right) = 150442.96J/ kg$$

Como toda maquina no trabaja idealmente, entonces el trabajo real de la turbina es:

$$w_{T_r} = \eta_{T_s} W_{Ts} \quad (8)$$

$$T_{isT} = 300 + \frac{16000}{1 * 1000} = 316K$$

La ecuación del balance térmico para el conductor de calor que se encuentra caliente (Aire caliente).

$$= m_A c_{pa} (T_{Kt} - T_{TBI}) \quad (5)$$

$$16000 = 0.4 * 1000 * (500 - T_{TBI})$$

De las ecuaciones (5) y (2) determinamos: T_{TBI}

$$T_{TBI} = T_{Kt} - \frac{Q_L}{m_A c_{pa}} \quad (6)$$

$$T_{TBI} = 500 - \frac{16000}{0.4 * 1000} = 460K$$

El trabajo **isoentrópico** que se produce en la turbina debido a una parte del aire caliente sangrado del compresor de alta es:

$$W_{Is} = C_{pa} T_{TBI} \left(1 - \frac{1}{k-1} \right) \quad (7)$$

$$W_{Is} = 1000 * 460 * \left(1 - \frac{1}{1.41} \right) = 150442.96) / kg$$

Como toda maquina no trabaja idealmente, entonces el trabajo real de la turbina es:

$$W = WR \eta_{tt} \quad (8)$$

$$= 150442.96 * 0.9 = 135398.66 \text{ J / kg}$$

La temperatura del aire detrás de la turbina es:

$$T_{Ti} = T_{TKi} - \frac{W_{pa}}{c_{pa}} \quad (9)$$

$$T_{Ti} = 460 - \frac{135398.66}{1000} = 324.60 \text{ K}$$

La carga térmica media para el intercambiador de calor II es:

$$\Delta T_{med II} = \frac{T_{TKi} - T_{Ti}}{1.25} \quad (10)$$

$$\Delta T_{med II} = \frac{500 - 324.60}{1.25} = 140.32 \text{ K}$$

De la ecuación de transmisión del calor, determinamos la cantidad del calor transmitido en el segundo intercambiador de calor

$$Q_{II} = A K \Delta T_{med II} \quad (11)$$

$$Q_{II} = 0.5 * 200 * 140.32 = 14031.89 \text{ W}$$

Asumiendo también que no hay pérdida de energía, entonces la ecuación del balance térmico para el intercambiador de calor II, es:

$$Q_{II} = m_3 c_{p3} (T_{TK} - T_{TKi}) \quad (12.a)$$

$$14031.89 = 0.1 * 1000 * (500 - T_{TKi})$$

$$Q_{II} = (m_2 - m_3) c_{pa} (T_{Ti} - T_{Ti}) \quad (12.b)$$

$$14031.89 = (0.5 - 0.1) * 1000 * (T_{Ti} - 324.60)$$

De la ecuación (12.b) hallamos T_{TT} ya que Q_{II} fue hallado en la ecuación (11)

$$T_{TT} = \frac{Q_{II}}{m_4 c_{pa}} T_{II} \quad (13)$$

$$T_{TT} = \frac{14031.89}{0.4 * 1000} + 324.60 = 359.68K$$

De la ecuación (12.a) hallamos:

$$T_{TK} = 500 - \frac{Q_{II}}{m_3 c_{pa}} \quad (14)$$

$$T_{TK} = 500 - \frac{14031.89}{0.1 * 1000} = 359.68K$$

Con este valor de la temperatura el aire frío ingresa a la turbina de alta y a los bordes de la cámara de combustión.

Ya que el trabajo del compresor es igual al trabajo de la turbina ($W_K = W_T$), entonces el trabajo isentrópico del compresor es:

$$W_{Ks} = \eta_{Kt} = W_T \eta_{Kt} = W_{Ts} \eta_{Tr} \eta_{Kt} \quad (15)$$

$$W_{Ks} = 150442.96 * 0.9 * 0.82 = 111026.90J / kg$$

De la expresión para el trabajo isentrópico del compresor,

$$W_{Ks} = c_{pa} T_{TT} \left(\pi_{Kt}^{\frac{k-1}{\gamma}} - 1 \right) \quad (16)$$

$$111026.90 = 1000 * 359.68 \left(\pi_{Kt}^{\frac{1.4-1}{1.4}} - 1 \right)$$

hallamos la relación de compresión en el compresor,

$$u = \left[\frac{\frac{K_S}{\rho a} + 1}{T_{11}} \right]^k \quad (17)$$

$$u = \left(\frac{111026.90}{1000 * 359.68} + 1 \right)^{\frac{1.4}{1.4-1}} = 2.56$$

La temperatura del aire a la salida del compresor es:

$$T_{K11} = T_{11} + \frac{W_k}{C_{pa}} \quad (18)$$

$$T_{K11} = 359.68 + \frac{135300.66}{1000} = 495.07K$$

Con este valor de la temperatura, el aire ingresa a enfriar en la zona de la cámara de postcombustión.

La presión total del aire a la salida del compresor el cual ingresa a la zona de post combustión es:

$$P_{K11} = P_{K1} * \frac{1}{\pi_{11}} \quad (19)$$

$$P_{m,} = 22600034.95 * 0.25 * 0.95 * 2.56 = 1305377.73N / m^2$$

Con este valor de la presión, el aire ingresa a enfriar en la zona de post combustión.

La presión del aire a la salida del segundo intercambiador de calor es:

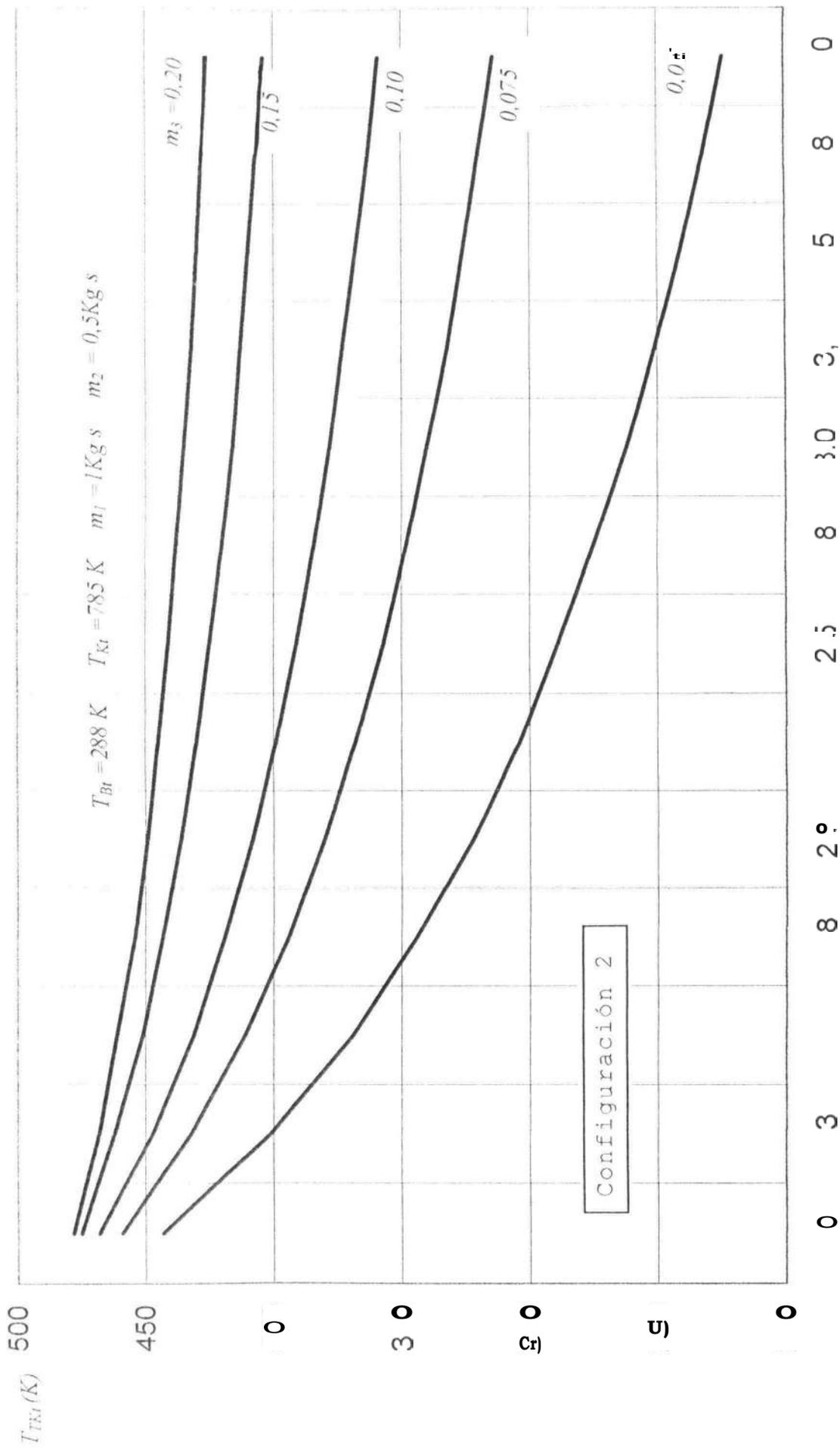
$$\begin{aligned}
 P_{TK} &= P_A \cdot \sigma^* & (20) \\
 &= 2260003 \cdot 0.95 = 2147002.85 \text{ N } l \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

Con este valor de la presión, el aire ingresa a enfriar los alabes de la turbina principal.

La presión del aire a la salida del primer intercambiador de calor es:

$$\begin{aligned}
 P_{BT} &= P_{TK} \cdot \sigma u, & (21) \\
 &= 101300 \cdot 0.95 = 96235 \text{ N } l \text{ in}^2
 \end{aligned}$$

Al igual que la configuración 1, el algoritmo mostrado y los cálculos a modo de ejemplo, nos han permitido hallar otros parámetros necesarios, llevándolo el algoritmo a un programa, podemos hallar las curvas de la variación de temperatura del aire frío que ingresa a la turbina principal a enfriar, en función de la relación de expansión, para diferentes gastos de aire, que es sangrado de la última etapa del compresor de alta. Estas curvas se muestran en la figura 9. El programa de cálculo se muestra en el apéndice.



F. *espe* *ra e* *ca* *n o q e* *o la* *es* *f i c* *espa ó*
er *re d* *te de* *rg ió co* *de u a turb na,* *ti* *ambi n de c* *un es*
ufo e ir *m* *en d* *u' a de o p o* *t.* *r q e a*
rb a

3.3 CONFIGURACION 3

Esta tercera configuración consta de cuatro elementos: Dos intercambiadores de calor, un compresor centrífugo y una turbina. El diagrama esquemático se muestra en la figura 10, y su explicación del funcionamiento de algunos elementos del turborefrigerador se indica a continuación.

3.3.1 FUNCIONAMIENTO DEL TURBOREFRIGERADOR (Tercera configuración)

1. - A la entrada del compresor de baja del motor de turbina a gas, hay una entrada de aire al primer intercambiador de calor donde el aire que ingresa actúa como refrigerante.
2. - A la salida del compresor de alta MTG, hay un sangrado de aire comprimido y caliente en el cuál el aire pasa por un compresor centrífugo que aumenta su presión y a la vez su temperatura.
3. - El aire caliente que sale del compresor centrífugo, ingresa al primer intercambiador de calor, donde se enfría debido a la transferencia de calor hacia el aire frío que ingresa de la salida del compresor de baja.
- 4.- En este intercambiador de calor ocurre la transmisión de calor desde el aire caliente hacia el aire frío en el cuál la cantidad de calor transferida depende del área del intercambiador, del coeficiente de transmisión de calor y de la diferencia de temperatura. La transferencia de calor se realiza sin mezclarse los fluidos.
- 5 - tina parte del aire caliente que se enfrío en el primer intercambiador, ingresa a la turbina axial para su expansión, en el cual su temperatura y presión disminuyen debido a su expansión. La otra parte del aire caliente ingresa al segundo intercambiador de calor.

6.- El trabajo que genera el aire debido a su expansión en la turbina, se emplea en el trabajo necesario para comprimir el aire en el compresor centrífugo.

7.- El aire frío que sale de la turbina ingresa al segundo intercambiador de calor para enfriar la otra parte del aire caliente que no ingresó a la turbina.

8.- En el segundo intercambiador de calor se produce la transferencia de calor, similar al primer intercambiador.

9.- El aire caliente que ingresa al segundo intercambiador, se enfría disminuyendo su presión. Este aire, es él que va a enfriar los alabes de tobera y los alabes móviles de la turbina, ya que tiene mayor presión, de la que existe en los alabes de la turbina.

10.- El aire frío que sale de la turbina y se calienta en el segundo intercambiador de calor, es el aire que va a enfriar la tobera de escape que es calentada debido a la combustión en la cámara de post combustión.

3.3.2 PARÁMETROS EN EL TURBORREFRIGERADOR (tercera configuración)

De igual manera que en las dos configuraciones anteriores es necesario contar con datos iniciales para hallar sus valores de los parámetros *gasodinámicos*, geométricos ,etc. Estos cálculos lo realizamos a modo de ejemplo como datos *referenciales*.

Datos iniciales:

$$c_{p,a} = 1000 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad \text{Calor específico de aire.}$$

$$T_N = 500\text{K} \quad \text{Temperatura del aire a la salida del compresor.}$$

Relación de expansión en la turbina.

$\eta_{tt} =$ Rendimiento de expansión en la turbina.

$= 300K$ Temperatura del aire a la entrada del compresor.

$A = 0.5m^2$ Superficie del intercambiador I.

$A_{II} = 0.5m^2$ Superficie del intercambiador

$K = 200 \frac{IV}{m^2 \cdot K}$ Coeficiente de transmisión de calor del intercambiador I.

$K_{II} = 200 \frac{IV}{m^2 \cdot K}$ Coeficiente de transmisión de calor del intercambiador II.

$\dot{m}_1 = \frac{1Kg}{s}$ Flujo o gasto de aire.

$\dot{m}_2 = 0.5 \frac{Kg}{s}$ Flujo de aire a la salida del compresor.

$\dot{m}_{II} = 0.1 \frac{Kg}{s}$ Flujo de aire a la entrada del intercambiador II.

$\dot{m}_3 = \dot{m}_1 - \dot{m}_{II} = 0.4 \frac{Kg}{s}$ Flujo de aire a la entrada de la turbina axial.

$k = 1.4$ Exponente adiabático del aire.

$a_1 = 1.25$ Coeficiente empírico para determinar la carga térmica media en el intercambiador I.

$a_{II} = 1.25$ Coeficiente empírico para determinar la carga térmica media en el intercambiador II.

$\epsilon_{col} = 0.93$ Factor de recuperación de la presión total del intercambiador I, en la parte caliente.

$\epsilon_{tr} = 0.95$ Factor de recuperación de la presión total del intercambiador

I, en la parte fría.

$f_{cal} = 0.93$ Factor de recuperación de la presión total del intercambiador II, en la parte caliente.

$f_f = 0.95$ Factor de recuperación de la presión total del intercambiador II, en la parte fría.

$P_{KV} = 2260003 \text{ V I m}^{-1}$ Presión a la salida del compresor del motor de turbina a gas.

3.3.3 ALGORITMO DE CALCULO DE LOS PARAMETROS DEL TURBOREFRIGERADOR

Los diversos valores de los parámetros del turborefrigerador, lo hallamos con un algoritmo de cálculo, y su programa lo evaluamos para diferentes temperaturas del aire frío que llega a la turbina principal del motor de turbina a gas, también hallamos la presión del aire frío con el cual ingresa a la turbina.

Debido al flujo de dos fluidos con diferentes temperaturas en el intercambiador de calor, se origina una carga térmica el cual los da una referencia de la transferencia del calor en el intercambiador

La carga térmica media $\Delta T_{med.I}$ en el intercambiador I, es:

$$\Delta T_{med.I} = \frac{T - T_{Bt}}{a_I} \quad (1)$$

$$\Delta T_{med.II} = \frac{500 - 300}{1.25} = 160\text{K}$$

La cantidad de calor transmitido en el intercambiador de calor I, desde el aire caliente hacia el aire frío, sin mezclarse los fluidos es:

$$Q = \dot{A}_I \kappa_I \Delta T_{med.I} \quad (2)$$

$$Q_1 = 0.5 * 200160 = 100080 \text{ W}$$

Asumiendo que no hay pérdidas de energía, la ecuación del balance térmico para el conductor de calor que se encuentra frío (aire frío),

$$Q_1 = m_1 c_{pa} (T_{BII} - T_B), \quad (3)$$

$$100080 \text{ W} = 1 * 1000 (T_{BII} - 300)$$

De las ecuaciones (2) y (3) determinamos: T_{BII}

$$= T_B + \frac{Q_1}{m_1 c_{pa}} \quad (4)$$

$$T_{BII} = 300 + \frac{100080}{1 * 1000} = 310.08 \text{ K}$$

La ecuación del balance térmico para el conductor de calor que se encuentra caliente (Aire caliente)

$$Q_1 = m_2 c_{pa} (T_{KI} - T_{KII}) \quad (5)$$

$$100080 = 0.5 * 1000 * (500 - T_{KII})$$

De las ecuaciones (5) y (2) determinamos T_{KII}

$$\dot{Q}_{KT} = \dot{m}_z c_{pv} T_{KT} \quad (6)$$

$$500 - \frac{16000}{0.5 \cdot 1000} \cdot 468K$$

El trabajo isentrópico que se produce en la turbina, debido al flujo de aire es:

$$= c_{pv} T_{KT} \left[1 - \frac{1}{\mu_T^k} \right] \quad (7)$$

$$t' = 1000 * 468 * \left[1 - \frac{1}{4^{1.4}} \right] = 153059J / kg$$

Como la turbina no trabaja idealmente, entonces el trabajo real de la turbina es:

$$W_T = \eta_{Ts} \quad (8)$$

$$= 153059 * 0.9 = 137753.42J / kg$$

La temperatura del aire detrás de la turbina es:

$$T_{T2} = T_{KT} - \frac{W_T}{\dot{m}_z} \quad (9)$$

$$T_{T2} = 468 - \frac{137753}{1000} = 330.25K$$

Nos damos en una primera aproximación, el coeficiente α_{11} y determinamos la carga térmica media para el intercambiador de calor II.

$$\Delta T_{med II} = \frac{T_{KH} - T_{KI}}{a_{II}} \quad (10)$$

$$\Delta T_{med II} = \frac{468 - 330.25}{1.25} = 110.20K$$

De la ecuación de transmisión del calor, determinamos la cantidad del calor transmitido en el segundo intercambiador de calor

$$Q_{II} = A_{II} K \Delta T_{med II}$$

$$Q_{II} = 0.5 * 200 * 110.2 = 11020W$$

La ecuación del balance térmico para el intercambiador de calor 11, es:

$$Q_{II} = (\dot{V}_2 - 1113) C_{pa} (T_{11i} - T_{11e}) \quad (12.a)$$

$$11020 = (0.5 - 0.1) * 1000 * (T_{11i} - 330.25)$$

$$Q_{II} = 1113 C_{pa} (T_{KH} - T_{KI}) \quad (12.b)$$

$$11020 = 0.1 * 1000 * (468 - T_{KI})$$

De la ecuación (12.a) hallamos T_{11i} ya que Q_{II} fue hallado en la ecuación (11)

$$\frac{Q_{II}}{1113 C_{pa}} + 330.25 = T_{11i}$$

$$\frac{11020}{0.4 * 1000} + 330.25 = 357.8K \quad (13)$$

Este valor de la temperatura es con la cual el aire ingresa a la tobera en la zona de postcombustión.

De la ecuación (121) hallamos T_{KH}

$$T_{K17r} = 468 - \frac{Q_{II}}{m_3 c_{pa}} = 357.8K \quad (14)$$

Con este valor de la temperatura el aire frío ingresa a los alabes fijos y móviles de la turbina principal, mezclándose con los gases calientes que salen de la cámara principal de combustión.

Ya que el trabajo del compresor es igual al trabajo de la turbina ($W_K = W_T$), entonces el trabajo isoentrópico del compresor es:

$$W_{Ks} = W_K \eta_{Kt} = \eta_{Kt} = T_s \eta_{Tt} / ID \quad (15)$$

$$W_{Ks} = 153059 * 0.9 * 0.82 = 112957.81 / kg$$

De la expresión para el trabajo isoentrópico del compresor ,

$$W_{Ks} = T_{K1} \left(\frac{k-1}{k} \right) \left(\mu_{K1}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (16)$$

$$112957.8 = 1000 * 500 \left(\frac{1.4-1}{1.4} \mu_{K1}^{\frac{1.4-1}{1.4}} - 1 \right)$$

hallamos la relación de compresión en el compresor,

$$\mu_{K1} = \left(\frac{W_{Ks}}{C_{pa} T_{K1}} + 1 \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (17)$$

$$P_{KII} = \frac{112957.8}{1000 * 500} \left(+ 1 \right)^{\frac{1.4}{4-1}} = 2.039$$

La presión total del aire a la salida del segundo intercambiador de calor es:

$$P_{KII} = P_{KI} * \sigma_{KI} * \sigma_{I\text{ cal}} * \sigma_{II\text{ cal}} \quad (18)$$

$$P_{KII} = 2260003 * 2.039 * 0.95 * 0.93 = 4071297.09 \text{ N/m}^2$$

Con este valor de presión el aire frío ingresa a la turbina principal. Nótese que el valor de la presión es mayor que la presión que hay en la turbina principal producto de los gases calientes que salen de la cámara principal de combustión, y es casi el doble de la presión de la Última etapa del compresor de alta.

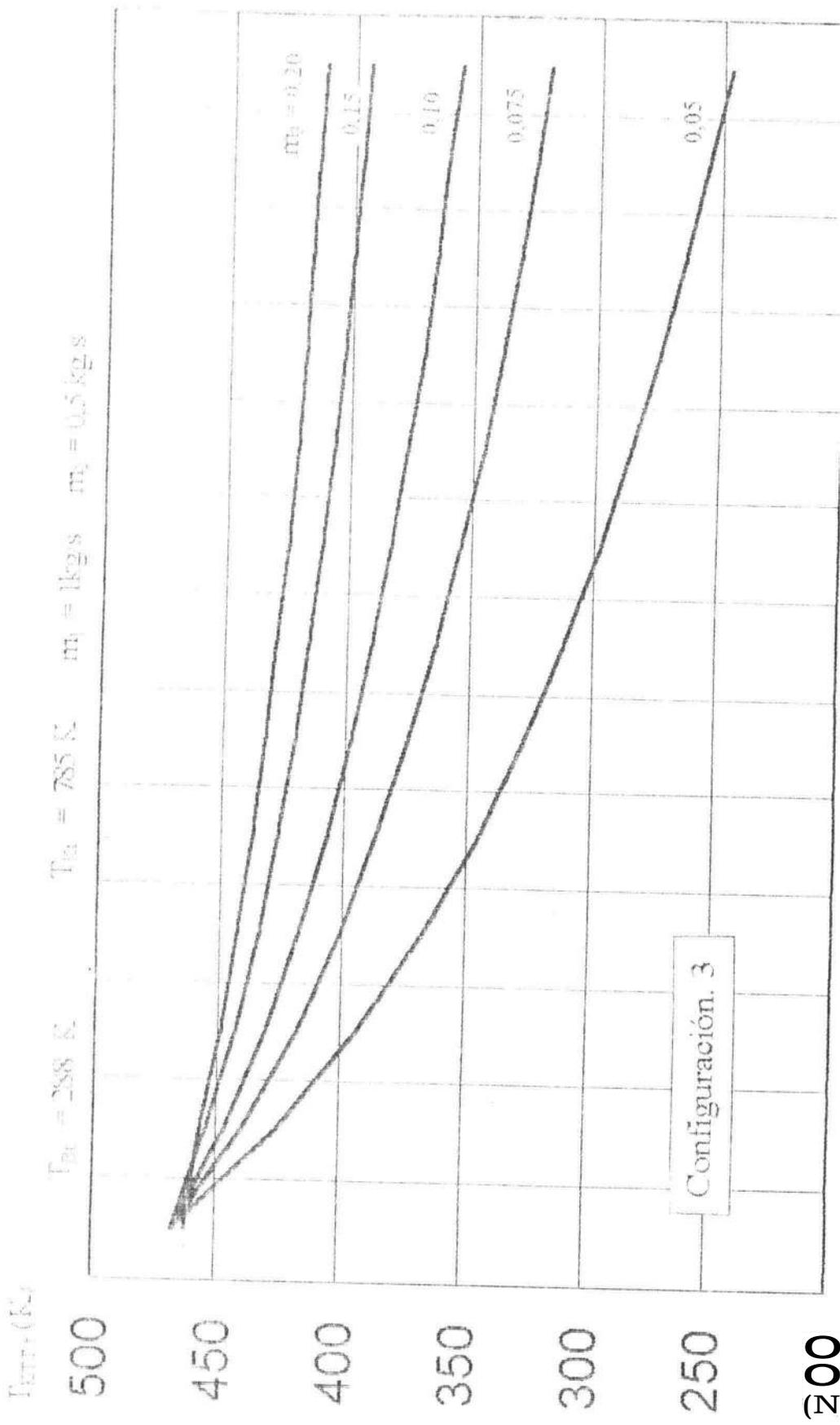
La presión total del aire que va a enfriar la parte externa de la cámara de post combustión es:

$$P = P_{KII} * \sigma_{KI} * \sigma_{I\text{ cal}}^{\frac{1}{4}} * \sigma_{II\text{ cal}}^{\frac{1}{4}} * \sigma_{II\text{ frío}} \quad (19)$$

$$2260003 * 2.039 * 0.95 * 0.95 * 0.95 = 1039712.96 \text{ N/m}^2$$

Con este valor de la presión, el aire enfriado ingresa a enfriar los bordes de la tobera de escape en la zona de post combustión.

Los cálculos han sido realizados a modo de ejemplos. En el programa realizado se ha calculado la temperatura con el cual el aire frío ingresa a la turbina principal para diferentes relaciones de expansión, y su gráfica se demuestra en la figura 11.



1 5 8 2 4 3 5 2 8 3 8 0

FIG. 1. Dependence of the temperature T_{amb} on the ambient temperature T_{amb} for different values of the mass flow rate m_0 in the configuration 3. The parameters are $T_{amb} = 288 \text{ K}$, $T_{amb} = 785 \text{ K}$, $m_1 = 1 \text{ kg/s}$, and $m_2 = 0.5 \text{ kg/s}$.

4 ELECCION DE LA CONFIGURACION Y CALCULO DEL EQUIPO INTERCAMBIADOR DE CALOR

La elección de la configuración se ha realizado con respecto a la presión de aire frío que ingresa a la turbina principal, ya que estos parámetros son muy importantes. Si la presión del aire frío es menor a la presión que hay en la salida de la cámara de combustión, entonces el aire frío no podrá ingresar a la turbina y en los intercambiadores se produciría un atascamiento. La temperatura de enfriamiento debe ser baja.

La tercera configuración ha sido seleccionada por tener una presión del aire frío que ingresa a la turbina suficientemente como para no producir problemas. Su gráfica se muestra nuevamente en la figura 10.

4.1 .- PARAMETROS DE UN MOTOR MODERNO

Se ha seleccionado como parámetros de referencia a los parámetros de un motor de última generación , que es un motor que se usa en los aviones militares.

Los parámetros de temperatura, presión, trabajos, relaciones de compresión, gastos de aire, impulso específico, consumo específico de combustible y otros parámetros del motor han sido hallados con respecto a una altura $H = 0$, número de Mach = 0. Estos valores de parámetros nos va a servir para hallar los otros parámetros de la tercera configuración del turborrefrigerador seleccionado.

Se ha obtenido la variación de la temperatura de los gases a la salida del compresor de baja y de alta para diferentes números de Mach, estos valores han sido obtenidos de los programas de la variación de los parámetros del motor de un avión moderno. Mediante un programa de cálculo en el motor moderno, la variación de la relación de compresión total con conducto de entrada y sin conducto de entrada también ha sido

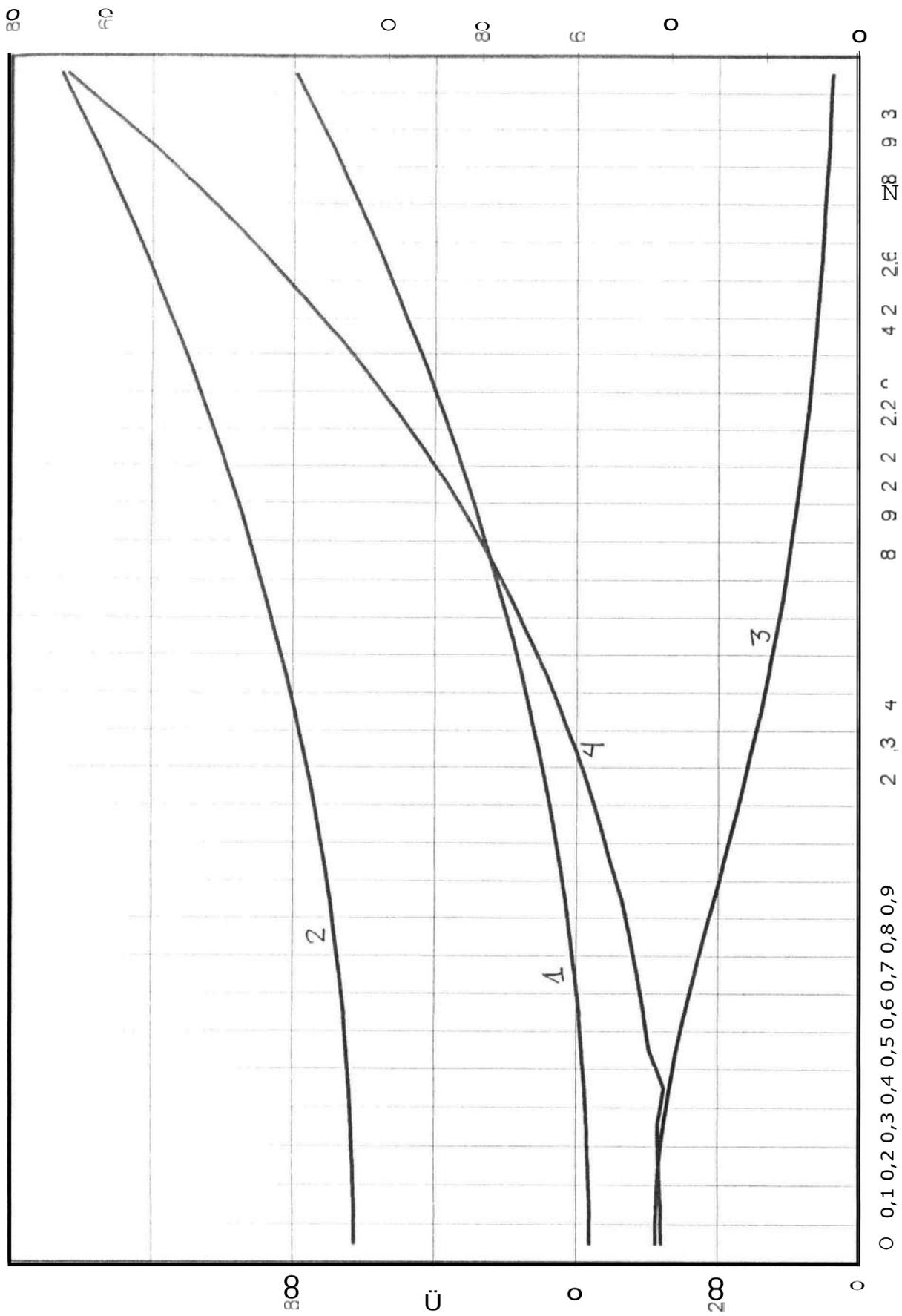


Fig. 4. Dependence of the critical load P_{cr} on the relative thickness λ of the plate for different values of the parameter ν . 1. $\nu = 0$; 2. $\nu = 0,1$; 3. $\nu = 0,2$; 4. $\nu = 0,3$.

hallada para diferentes número de Mach. Estas variaciones se muestran mediante curvas en la figura 12.

También se ha hecho una evaluación de cómo varía el empuje que sufre el motor en régimen normal y en régimen de post combustión con el número de Mach. Con el número de Mach también varía el consumo específico en régimen normal y régimen de post combustión. Estas variaciones de los parámetros se muestran mediante curvas que se indica en al figura 13.

4.2- **PARAMETROS DEL TURBORREFRIGERADOR SELECCIONADO**

Con los datos de los parámetros del motor de ultima generación, vamos hallar los otros parámetros de este turborrefrigerador,

Datos de entrada y salida de acuerdo a los parámetros del motor de Ultima generación

INGRESAR DATOS DE ENTRADA		
	B	C
6	$C_{pa} =$	1000
7	$T_{ic} =$	500
8	$\pi_{Tt} =$	4
9	$\eta_{Tt} =$	0.9
10	$\eta_{kt} =$	0.82
11	$T_{Bl} =$	300
12	$A_1 =$	0.5
13	$AH =$	0.5
14	$K_I =$	200
15	$K_{II} =$	200
16	$m_1 =$	1
17	$m_2 =$	0.5
18	$m_3 =$	0.1
19	$m_4 =$	0.4
20	$k =$	1.4
21	$a_I =$	1.25
22	$a_{II} =$	1.25

$P_{kt} =$	2260003
$a_{I cal} =$	0.93
$a_{I fr} =$	0.95
$a_{II cal} =$	0.93
$a_{II fr} =$	0.95

DATOS DE SALIDA CALCULADOS		
27	$T_{med I} =$	265.60
28	$Q_I =$	26560.00
29	$T_{BTt} =$	479.43
30	$T_{KTt} =$	732.14
31	$W_{Ts} =$	240644.95
32	$W_T =$	216580.46
33	$T_{Tt} =$	516.64
34	$T_{med II} =$	172.40
35	$Q_{II} =$	17240.24
36	$T_{TTt} =$	559.53
37	$T_{KTTt} =$	560.60
38	$W_{ks} =$	177595.98
39	$\pi_{kt} =$	2.61
40	$P_{KTTt} =$	5106553.34
41	$P_{TTt} =$	1304092.92

Como se observa de los cálculos el valor de la presión del aire que ingresa a la turbina principal es alta, y la temperatura de enfriamiento es baja

5- ANALISIS DE LA EFECTIVIDAD DEL ACCESORIO

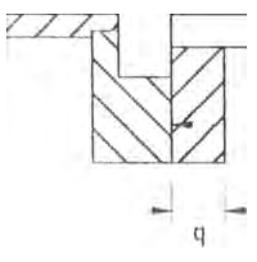
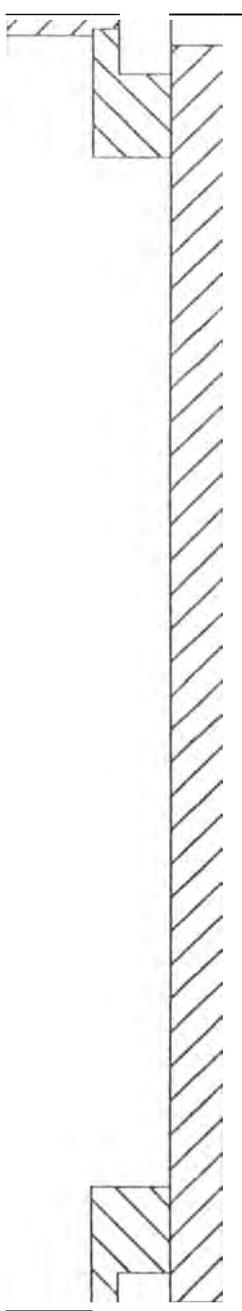
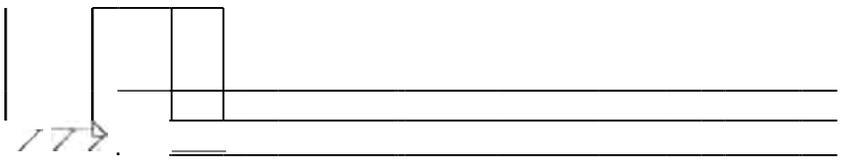
Para hallar la efectividad del accesorio, debemos conocer el funcionamiento del intercambiador de calor, hacer su algoritmo y realizar sus cálculos de acuerdo a un programa que se guía del algoritmo, en estos cálculos debemos hallar las pérdidas hidráulicas que se produce en el intercambiador de calor debido al rozamiento que hay en las tuberías y al cambio de cantidad de movimiento que sufre el fluido al fluir por las tuberías.

5.1 INTERCAMBIADOR DE CALOR

Aquí vamos a mostrar un intercambiador de calor (Figuras 14a y 14b) de un Motor de Turbina a gas, el cuál a través de las tuberías pasa aire caliente a alta presión con una velocidad determinada. Este aire caliente procede de la ultima etapa o de una etapa intermedia de un compresor de MTG. El aire caliente es enfriado con el flujo de aire frío que ingresa en la entrada del motor hacia el intercambiador de calor. El flujo de aire frío ingresa con una velocidad y presión que se determina según las condiciones de vuelo.

El diseño total de este intercambiador se muestra en el apéndice con todas sus dimensiones, este intercambiador es el que se usa en un avión de ultima generación. Los intercambiadores son desmontables y pueden ser reemplazados cuando halla un pequeño defecto o falla; el reemplazo puede ser de unos tubos, de una sección, de unas partes que protegen al intercambiador , o tambien pueden ser un reemplazo total.

D



IP



c

5.2 PARAMETROS QUE DETERMINAN LA GEOMETRIA DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

Vamos a evaluar, la dependencia de las dimensiones geométricas en un intercambiador de calor.

Parámetros a considerar:

- L . - Distancia entre los ejes de los tubos en la entrada y salida.
- 11. - Cantidad de tubos en una sección del intercambiador de calor.
- d_{int} . - Diámetro interno de los tubos.
 - Espesor de la pared de los tubos del intercambiador de calor.
 - Coeficiente de conductividad del calor, del material de los tubos.
- 12? Radio del equipo intercambiador de calor.
- l . - Longitud de la parte recta de los tubos a la entrada y salida del intercambiador.

Longitud de la parte recta de los tubos.

. Radio medio, de redondeo de los tubos.

Distancia del eje del intercambiador de calor hasta la parte inferior de los tubos

e . - Distancia de la lamina hasta los tubos

n_i . Es la cantidad de vueltas de los tubos (n_i siempre es un número impar)

Nota: el valor de es: $L = 2r.m$, donde r y m se eligen

1' - Es el espesor de la lamina.

e Es la cantidad de secciones en el intercambiador de calor.

P _ Es la cantidad de filas en una sección del intercambiador de calor (Viendo desde el eje del intercambiador de calor).

r_k Es el radio de la envoltura para colocar el eje.

5.3 METODOLOGIA DEL CALCULO GEOMETRICO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

Se va a realizar con algoritmo, el calculo de los otros parámetros geométricos, los cuales estan relacionados con los parámetros iniciales.

DATOS INICIALES	
d_{BH}	= 0.008
	= 0.0005
b	= 0.006
R	= 0.12
r_{BH}	= 0.02
r	= 0.015
dL	= 0.01
m	= 7
n	= 6
c	= 4
p	= 3
D	= 0.03
$S1$	= 0.014
$S2$	= 0.01
r_k	= 0.014

Diámetro externo del tubo, por donde fluye aire caliente a alta presión

$$d_{11,1} = d_{BH} + 2b \tag{1}$$

$$d_{11,1} = 0.008 + 2 * 0.0005 = 0.009m$$

La longitud de la parte recta de los tubos en la entrada y salida

$$\frac{d_{top}}{2} \quad (2)$$

$$l = 0.12 + 0.006 - 0.020 - 0.015 - (0.009 / 2) = 0.0865m$$

Longitud de la parte recta de los tubos:

$$17 = 1? - k - -2r - d_{top} \quad (3)$$

$$h = 0.012 - 0.01 - 0.02 - 2 * 0.015 - 0.009 = 0.051m$$

La longitud de la pierna en el diámetro medio

$$l_{kon} = \pi r \quad (4.a)$$

$$l_{kon} = 3.1416 * 0.015 = 0.04712m$$

La longitud total de todas las piernas en el intercambiador de calor

$$l_{Ekon} = l_{kon} * m * n * c \quad (4.b)$$

$$l_{Ekon} = 0.04712 * 7 * 6 * 4 = 7.9168m$$

La longitud total de un tubo en una sección del intercambiador de calor

$$= 2l + m \cdot l_{kon} + (m - 1)h \quad (5)$$

$$2 * 0.0865 + 7 * 0.04712 + (7 - 1) * 0.051 = 0.8088m$$

La longitud total de todos los tubos en una sección

$$l_c = l_{os} * n \quad (6)$$

$$l_c = 0.8088 * 6 = 4.8532m$$

El área de la vista de un tubo, viendo desde el eje del intercambiador de calor

$$A_{1p} = (1 - b) + r + \frac{c^{11,7}}{2} \quad (7)$$

$$A = (0.0865 - 0.006) + 0.015 + (0.009)^2 / 0.009 + 0.0009 \text{ m}^2$$

Área de la vista de los tubos en una sección, viendo desde el eje del intercambiador de calor

$$A_r = \quad (8)$$

$$0.0009 * 3 = 0.0027$$

Área de la vista de los tubos en el intercambiador de calor, viendo desde el eje del intercambiador de calor

$$A_z = A_r \cdot c \quad (9)$$

$$0.0027 * 4 = 0.0108 \text{ m}^2$$

Longitud total de todos los tubos en el intercambiador de calor

$$= \quad (10)$$

$$4.8532 * 4 = 19.4128 \text{ m}$$

Área de la entrada al intercambiador de calor

$$A_{Bx} = \pi(R^2 - r_k^2) \quad (11)$$

$$A_{Bx} = 3.1416 * (0.12^2 - 0.014^2) = 0.04462 \text{ m}^2$$

Área de la vista, para el paso del portador de calor frío, tomando en cuenta el obstáculo

$$A_{CB} = A_{Bx} - A_z \quad (12)$$

$$A_{CB} = 0.04462 - 0.0108 = 0.03382 \text{ m}^2$$

Área transversal total de todos los tubos

$$A_{tt} = \frac{\pi d_{tt}^2}{4} \cdot n_t \quad (13)$$

$$3.1416 \cdot 0.008^2 \cdot 6 \cdot 4 = 0.001206 \text{ m}^2$$

Longitud total de las partes rectas de todos los tubos en el intercambiador

$$l_{tp} = [2l + (in - 1)h] \cdot n_c \quad (14)$$

$$[2 \cdot 0.0865 + (7-1) \cdot 0.051] \cdot 6 \cdot 4 = 11.496 \text{ m}$$

La longitud total de la parte recta de cada tubo es:

$$l_r = 2l + (m-1)h \quad (15)$$

$$2 \cdot 0.0865 + (7-1) \cdot 0.051 = 0.479 \text{ m}$$

El área lateral total de un tubo que esta en contacto con el aire frío es:

$$A_{l?} = l_r \cdot \pi(d_{tt} + \delta) \quad (16)$$

$$0.479 \cdot 19.4128 \cdot 3.1416 \cdot (0.008 + 0.0005) = 0.5183925 \text{ m}^2$$

5.4 DETERMINACION DE LA RESISTENCIA HIDRAULICA DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

En esta sección se va a calcular las pérdidas de presión que sufre el aire al pasar por las tuberías, el cual depende de las dimensiones geométricas y los valores gasodinámicos.

5.4.1 PARÁMETROS DE LOS PORTADORES DE CALOR FRIO Y CALIENTE

Los parámetros iniciales de los portadores frío y caliente, a considerar son:

Portador de calor frío	Portador de calor caliente
m_x Gasto	m_r Gasto
Presión en la entrada	p_r Presión en la entrada
T_x Temperatura en la entrada	T_r Temperatura en la entrada
c Calor específico	C_m Calor específico
R_x Constante específica	R_r Constante específica
K Exponente adiabático	K Exponente adiabático
T_x Temperatura a la salida	T_r Temperatura a la salida

PORTADOR FRÍO PORTADOR CALIENTE

$m_x(\text{k/seg})= 1$	$m_r = 0.5$
$P'_x (\text{Pa})= 3.88\text{E}+05$	$P'_r = 2.26\text{E}+06$
$T'_x (\text{K})= 453$	$T'_r = 785$
$C_{p,x}(\text{J/Kg.K})= 1005$	$C_{p,r} = 1007$
$R_x (\text{J/Kg.K}) = 287$	$R_r = 288$
$K_x = 1.4$	$K_r = 1.41$
$T''_x (\text{K})= 517$	$T''_r = 657$
$v_x (\text{m}^3/\text{s})= 3.20\text{E}-05$	$v_r = 8.00\text{E}-05$
$\alpha_x =$	$\alpha_r =$
$\lambda_x = 3.80\text{E}+02$	$\lambda_r = 5.80\text{E}+02$
$Pr = 0.677$	$Pr = 1$
$\lambda_{CT} = 48$	$\lambda_{CT} =$

5.4.2 METODOLOGIA DEL CALCULO DEL PORTADOR DE CALOR CALIENTE

La metodología del cálculo, esta basada en la realización de un algoritmo, y sus cálculos están realizados para los dos flujos de calor, los cuales llevados a un programa podemos conocer la variación de cualquier parámetro en función de uno o otros parámetros.

Densidad del portador de calor caliente en la entrada del intercambiador de calor es:

$$\rho_r \quad (1)$$

$$\rho = \frac{22.6 \times 10^5 \text{ Pa}}{(288 \text{ J / kg. K}) * 785 \text{ K}} = 9.9965 \text{ kg / m}^3$$

La velocidad del portador de calor caliente en la entrada es:

$$v = \frac{\dot{m}}{\rho_r \cdot A_f} \quad (2)$$

donde: $A_f = \frac{\pi d_{int}^2}{4} \cdot n.c$

$$v = \frac{0.5 \text{ Kg / s}}{9.9965 \text{ Kg / m}^3 * 0.00121} = 41.4612 \text{ m / s}$$

Número de Reynolds (Re) en la entrada del tubo

$$Re = \frac{d_{int} v_r}{\nu}$$

(3)

$$Re_r = \frac{414612 * 0.008}{80 \times 10^{-6}} = 4146.12$$

Aquí damos unos datos (tabla 2) que van a servir para conocer la viscosidad del aire en función de la temperatura.

TABLA 2

T °c	20	100	200	300	400	600	800
Viscosidad dinámica del Aire ($\mu \times 10^{-4}$ Pa.)	18.09	21.90	26.02	29.72	33.01	39.06	44.30
Viscosidad cinemática del aire m^2/s ($\nu \cdot 10^6$)	15.00	23.00	34.90	48.20	63.20	96.50	134.00

En el sistema de tuberías, existe una resistencia al paso del fluido, y este es medido a través de su coeficiente de resistencia. Su valor se halla mediante varias formulas, los cuales dependen de las condiciones del fluido y para ciertos rangos del número de Reynolds. El valor mas exacto, lo podemos hallar del gráfico de Moody, el cual expresa el coeficiente de rozamiento para varios números de Reynolds, y para varias rugosidades de la tubería. El diagrama de Moody se muestra en la figura 15. [7 10,

Según el diagrama de Moody, hallamos el coeficiente de resistencia λ para un tubo recto en función a Re.

$$f(Re_r) = 0.044 \quad (4)$$

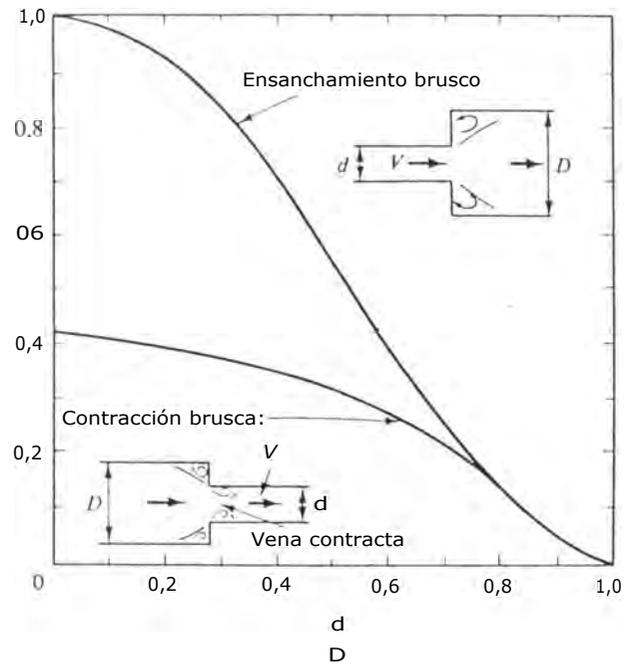


Fig 11. Pérdidas en ensanchamientos y contracciones bruscas. Nótese que las pérdidas están basadas en la velocidad del fluido en el tubo de menor diámetro.

En cualquier sistemas de tuberías, además de las pérdidas por fricción λ , a lo largo de aquellos, existen otras pérdidas repentinas debidas a:

- Entradas y salidas de tuberías
- Ensanchamiento, contracción brusca y graduales
- Curvas, codos, tes, y otros accesorios
- Valvulas abiertas o parcialmente cerradas

La teoría existente es muy pobre. Habitualmente las pérdidas se miden experimentalmente y se correlacionan con los parámetros del flujo.

La pérdida repentina a lo largo de la longitud total de las partes rectas de la tubería son:

$$\xi = \frac{l_{mp}}{d_{pu}} \quad \text{donde } l_{mp} \text{ es la longitud total de las partes rectas de un tubo}$$

$$s \quad \frac{[21+(m-1)/7]}{d_{pu}} \quad (5)$$

$$= 0,044 * \frac{(2 * 0,0865 + (7-1) * 0,051)}{0,008} = 2,6345$$

Las pérdidas en los codos y curvas, siempre producen una pérdida mayor y deben ser considerados su coeficiente lineal de resistencia λ_k en el tubo doblado, depende de:

$$\lambda_k = f(\text{Re}, \frac{r}{d_{pu}}) \quad (6)$$

(Idielchik Pag 235, tabla)[]

$$\lambda_k = f(4146, \frac{0,015}{0,008} = 1,875)$$

Según: Frank F. White, (Pag 382-384)[3]

Leq = Kc Donde Leq = r.π, d = d_{int}, X = Fricción, K = Pérdida

Aquí mostramos el gráfico 17 de como varia la pérdida en las curvas, según esto:

$$K(\theta = \pi/2) = 0,22, \text{ entonces } K(\theta = \pi) = 2 * K(\theta = \pi/2) = 0,45, \text{ entonces } \lambda(\theta = 180) = 0,45 / (1,875 * 3,1416) = 0,07639 = \lambda_k$$

La pérdida repentina que hay en las curvas o codos, esta relacionado con el coeficiente en la curva , así:

$$\zeta = 0.01752, \frac{r}{d_{BH}}, \text{ donde } \zeta^\circ = 180^\circ$$

como hay "m" curvas, entonces: (7)

$$= 0.0175(0.07639) * 1.875 * 180 * 1 = .1582$$

La pérdida repentina que se produce en la entrada del tubo que esta fijada perpendicularmente a la lamina, donde se comunica con el flujo del aire es:

$$= 0.5 \quad (8)$$

$$(b/D) = 0.006/0.03$$

Esto se puede ver de la grafica, de la figura 17

(Idielchik Pag 99, tabla $D_r = 0$)

La pérdida para una expansion repentina de flujo a la salida de los tubos, esta dado por: (Idielchik Pag 129).

$$\left| \left| \zeta_{BH} \right. \right. \quad (9)$$

donde $D,$ - es el diámetro condicional relacionado a un tubo

D , D - ver dibujo que esta a continuación

n - es el número de tubos en una sección

$$D_1 = \frac{0.03}{4} = 0.01225$$

$$\xi_9 = \left(\frac{0.008}{0.01225} \right)^2 = 0.3287$$

La densidad del portador caliente a la salida de los tubos es:

$$\begin{aligned} \rho_r &= \frac{P_r}{R T_r} \\ &= \frac{22.6 \times 10^5}{288 \times 657} = 11944 \text{ kg/m}^3 \end{aligned} \quad (10)$$

La velocidad del flujo caliente a la salida de los tubos es:

$$v = \frac{m_r}{\rho_r A_r} = \frac{0.5}{1194 \times 0.001206} = 34.700 \text{ m/s}$$

1.a pérdida de presión en la zona recta de los tubos es:

$$\begin{aligned} \Delta P_s &= \xi_s \rho_r \frac{v^2}{2} \\ \Delta P_s &= 9.996 \times \frac{1194 \times 34.7^2}{2} = 22633.569 \text{ N/m}^2 \end{aligned} \quad (12)$$

La pérdida de presión en la zona curva es:

$$\begin{aligned} \Delta P_c &= \xi_c \frac{\rho_r v^2}{2} \\ \Delta P_c &= 3.158 \times \frac{1194 \times 34.7^2}{2} = 27136.00 \text{ N/m}^2 \end{aligned} \quad (13)$$

La pérdida de presión en la entrada de los tubos es:

$$\begin{aligned} \Delta P_8 &= \frac{\rho_r v^2}{2} \\ \Delta P_8 &= 0.5 \times \frac{1194 \times 34.7^2}{2} = 4296.051 \text{ N/m}^2 \end{aligned} \quad (14)$$

La pérdida de presión en la salida de los tubos es:

$$\begin{aligned} \Delta p_0 &= \xi_0 \frac{\rho v^2}{2} \\ &= 0.328711 * 1^{1.9249} * 34.700^2 = 2363.79 \text{ N / m} \end{aligned} \quad (15)$$

1.a perdida total de presión en el tubo es la suma de todas las perdidas de presión:

$$\begin{aligned} \Delta p_{\Sigma} &= \Delta p_s + \Delta p_f + \Delta p_g + \Delta p_0 \\ \Delta p_{\Sigma} &= 22635.8 + 27136.00 + 4296.05 + 2363.79 = 56431.74 \text{ N 1 m}^2 \end{aligned} \quad (16)$$

1.a perdida repentina total de un tubo, es la suma de todas las perdidas en el recorrido del flujo a traves del tubo, el cual se determina asi:

$$+ \zeta_r + \dots + \zeta \quad (17)$$

5.4.3 METODOLOGIA DEL CALCULO DEL PORTADOR DE CALOR FRIO

El aire frío al fluir externamente, entre los tubos por donde pasa el fluido caliente, sufre múltiples choques que le producen pérdidas en su cantidad de movimiento, los cuales se manifiestan en pérdidas de presión. El intercambio de calor que ocurre entre el fluido caliente y el fluido frío, hace que este último cambie su densidad, el cual también cambia su presión.

La temperatura media del fluido frío externamente entre los tubos es:

$$T_{f,med} = \frac{T_1 + T_2}{2} = \frac{453 + 517}{2} = 485K \quad (1)$$

La densidad media en el fluido frío se expresa de acuerdo con la ecuación de los gases,

$$\rho_{f,med} = \frac{P_{f,med}}{R \cdot T_{f,med}} = \frac{3.883 \times 10^5}{287 \cdot 485} = 2.7896 \text{ kg/m}^3 \quad (2)$$

La velocidad media del fluido frío se determina de la ecuación del gasto el cual se da:

$$v_{f,med} = \frac{Q_{f,med}}{\rho_{f,med} \cdot A} = \frac{1}{2.7896 \cdot 0.044623} = 8.03331 \text{ m/s} \quad (3)$$

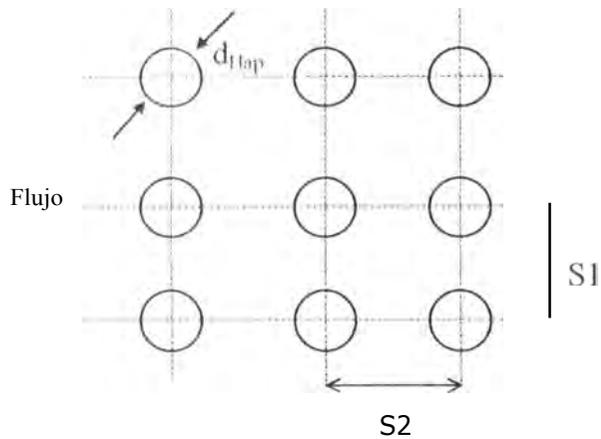
El número de Reynolds, para el fluido frío es:

$$Re_f = \frac{v_{f,med} \cdot D}{\nu} = \frac{8.0333 \cdot 2 \cdot 0.12}{32 \times 10^{-6}} = 60250 \quad (4)$$

El coeficiente de fricción que sufre el fluido frío es:

$$f(Re, x) = 0.03 \quad \text{Para } Re, x \text{ igual a } 60250 \quad (5)$$

El coeficiente de resistencia del racimo de tubos lisos en el corredor, por donde fluye el fluido frío está determinado por la geometría y disposición de los tubos, los cuales para ciertas relaciones le corresponde una forma determinada. (Dielchik, pag. 480)



La flecha indica el sentido en que fluye el flujo de calor, el cual viaja perpendicularmente a los tubos.

El cálculo lo vamos a desarrollar para un caso

$$S_1 = Hap \quad Hap$$

Z - es el número de tubos en la profundidad del Racimo

$$m + 1$$

Las dimensiones de la separación entre los tubos, origina dos relaciones, los cuales dan lugar a dos formulas que se usan para hallar la constante de perdida del fluido. Las relaciones v sus formulas son:

$$a) \quad 1.0 < \frac{s_1 - d_{tubo}}{s_2 - d_{tubo}} \leq 8$$

$$= 0.38 \left| \frac{s_1 - d_{tubo}}{s_2 - d_{tubo}} - 0.94 \right|^{-0.54} \left(\frac{s_1 - d_{tubo}}{s_2 - d_{tubo}} \right)^{0.2} \cdot Re_{cp}^{-0.5} \cdot z$$

$$b) \quad 8.0 < \frac{d_{tubo}}{s_2} < 15$$

$$= 0.118 \left| \frac{d_{tubo}}{s_2} \right|^{0.5} \cdot z$$

De acuerdo a las dimensiones la relacion y su calculo es:

$$\frac{s_1 - d_{tubo}}{s_2 - d_{tubo}} = \frac{0,014 - 0,009}{0,01 - 0,009} = 5$$

$$0.38[5 - 0.94] \cdot 0.54 \cdot \left(\frac{0.014}{0.009} \right)^{0.2} \cdot (7+1) \cdot (Re_{cp})^{-0.5} = 1.7525 \quad (6)$$

La perdida de la presión dinámica se halla según la formula:

$$\Delta p_x = \frac{\xi \cdot \rho \cdot v_{x,med}^2}{2}$$

$$\Delta p_x = \frac{1.7525 \cdot 2.7896 \cdot 8.033^2}{2} = 157.70 \text{ N/m}^2 \quad (7)$$

La densidad de salida del flujo frio es:

$$\rho_x = \frac{P_x}{R T_x}$$

$$\rho_x = \frac{3.883 \times 10^5}{287 \cdot 517} = 2.6169 \quad (8)$$

La velocidad de salida del aire frío es:

$$V^s = \frac{m^s}{\rho_x \cdot A}$$

$$\frac{0.044623}{2.6169 \cdot 0.044623} = 8.5633 \text{ m/s} \quad (9)$$

5.5 DETERMINACION DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

El calculo del coeficiente de transferencia de calor del segundo intercambiador de calor se determina según la formula.

$$\frac{1}{\alpha_c + \frac{S}{\lambda_{CT}} + \alpha_r}$$

Donde α_c y α_r son los coeficientes de transferencia de calor de los fluidos frío y caliente, S es el espesor del tubo por donde ocurre la transferencia de calor entre los fluidos, λ_{CT} es el coeficiente de resistencia térmica al flujo de calor, este coeficiente se manifiesta internamente en el espesor del tubo.

Este coeficiente K_{11} se debe hallar de acuerdo a los coeficientes que intervienen en el proceso de transferencia de calor

Debe ser claro que, excepto para fluidos de elevada conductividad térmica (por ejemplo: metales líquidos), la resistencia térmica de la capa frontera laminar controla la rapidez de

la transferencia de calor y que casi toda la **caída** de temperatura entre la parte principal del fluido y la superficie del conducto, ocurre en esta capa: por otro lado, la parte turbulenta del campo del flujo, ofrece poca resistencia al flujo de calor y por lo tanto, el **único** método efectivo de incrementar el coeficiente de transferencia de calor, es disminuir la resistencia térmica de la capa frontera laminar. Esto puede efectuarse incrementando la turbulencia en la corriente principal, de modo que los remolinos de turbulencia pueden penetrar profundamente en la capa laminar: sin embargo, el incremento de la turbulencia esta acompañado con pérdidas grandes de **energía**, que a su vez incrementan la **caída de presión** por rozamiento dentro del **conducto** [8, 11].

Para flujo turbulento de gases y **líquidos** el número de **Nusselt** es proporcional al número de **Reynolds** elevado a la potencia 0.8. El flujo de calor es controlado por la capa frontera laminar.

1) El coeficiente de **transferencia** de calor para la parte caliente, se halla de la **relación** que existe entre el número de **Nusselt** y su coeficiente de resistencia al paso del fluido. El número de **Nusselt** se halla de la **relación** que existe, este con el número de **Reynolds**.

$$Nu_r = 0.023(Re, r)^{0.8} = 0.023 * 4146.11^{0.8} = 18.0235$$

$$\frac{Nu * \lambda}{d_{int}} = \frac{18.0235 * 0.044}{0.008} = 99.129$$

2) La transferencia de calor para la parte fría se halla similarmente que para el caso anterior, pero con un cambio en el número de **Nusselt**, el cual tiene varias formulas que se cumplen para ciertos rangos del número de **Reynolds**.

$$Re < 100 \rightarrow Nu = 0.9 Pr^{1/4} Re^{1/4}$$

$$100 < Re < 400 \rightarrow Nu = 0.52 Pr^{1/4} Re^{1/2}$$

$$400 < Re < 2 \times 10^4 \rightarrow Nu = 0.27 Pr^{1/4} Re^{4/5}$$

$$2 \times 10^4 < Re \rightarrow Nu = 0.033 Pr^{1/4} Re^{4/5}$$

De acuerdo a estas relaciones hallamos, el número de Nusselt, para después hallar su coeficiente de transferencia de calor del fluido frío para, $Re_x = 60250$.

$$Nu_x = 0.27 Pr^{1/4} Re_x^{1/2} = 0.27 * 0.68^{1/4} * 60250^{1/2} = 241.23$$

$$h = \frac{Nu_x \cdot k}{d_{tubo}} = \frac{241.23 * 0.021}{0.009} = 562.88$$

3) De los dos últimos datos hallados, encontraremos el coeficiente de transferencia de calor del intercambiador.

$$K_o = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{t}{k} + \frac{1}{h_i}} = \frac{1}{\frac{1}{563} + \frac{0.0005}{48} + \frac{1}{99.13}} = 84.21$$

Con este valor, el intercambiador de calor transfiere su energía calorífica.

PRINCIPALES RESULTADOS

1. Se ha analizado la influencia de la relación de compresión en el ciclo del MTG y de la temperatura del gas delante la turbina sobre el rendimiento efectivo. Se muestra que el subsiguiente perfeccionamiento esta relacionado con el aumento de la temperatura de los gases delante de la turbina.

Se muestra que debido al aumento de la relación de compresión y de la velocidad de vuelo de los aviones crece la temperatura del aire extraído para el enfriamiento de la turbina. Esto requiere el uso de nuevos métodos para la reducción de la temperatura del aire que refrigera la turbina.

3. Se propone tres nuevas configuraciones del accesorio **turborrefrigerador**. Se efectuó un análisis comparativo de estas tres configuraciones. Se selecciono' la configuración más efectiva para el enfriamiento del aire.
4. Se propone una construcción del accesorio refrigerante, que permite cambiar los elementos **intercambiadores** de calor sin variar la construcción de la estructura del **intercambiador** de calor.
5. Se ha desarrollado un algoritmo para el cálculo del **intercambiador** de calor y se ha elaborado un programa de calculo, que permita efectuar la evaluación de la resistencia hidráulica y del coeficiente de transmisión de calor para diferentes **intercambiadores** de calor de un mismo tipo.
6. El trabajo de investigación realizado muestra que es conveniente continuar las investigaciones en este campo para la creación del accesorio refrigerante compacto con la finalidad de mejorar los parámetros del MTG.

BIBLIOGRAFIA

Yenin O.N. *Algunas turborrefrigerantes en los sistemas de enfriamiento de los ~lores de turbina de gas*. Moscú Mashinoes. Trogenia 1978.

United Aircraft Corporation, *The Aircraft gas Turbine Engine and its Operation*, United Aircraft Corporation 1967.

3. **Air-conditioning and Refrigeration Institute**, *Refrigeración y aire acondicionado*, Prentice Hall International, 1981.
4. **Alejandro Rosario Saavedra**, *Sistema de Aeronaves*, Sumaas S.A. 1983.
5. **Edmundo Esmaro Gutierrez Jaye**, Tesis de titulación, *Proyecto de un banco de prueba para turborrefrigeradores, empleados en avión*, FIM-UNI 1986.
6. **Martín Cuesta Alvarez**, *Motores de reacción Tecnológica y Operación de Vuelo*, Paraninfo- Madrid 1986.
7. **Frank M. White**, *Mecánica de Fluidos*, Mc Graw - Hill 1983.
8. **Kutateladze S.S.**, *Transmisión del Calor y resistencia hidráulica*, Moscú. Energoatmizdat 1996.
9. **Idielechik I.E.** *Manual sobre resistencia hidráulica*, Moscú. Mashinoes. Trogenia 1975.
- o **Frank Kreith**, *Principios de Transferencia de Calor*, Herrero – México 1968.
11. **Fritz A.F. Schmit**, *Máquina de Combustión*, Editorial Labor – Barcelona 1960.
12. **Warren M. Rohsenow**, *Heat, Mass, and Momentum Transfer*, Prentice - Hall 1963.

P_{bt}	Presión total en la zona BT
	Relación de calentamiento
e_{e}	Rendimiento efectivo
\dot{m}_c	Consumo específico de combustible
$W_{e\text{e}ct}$	Trabajo efectivo
	Calor agregado al aire
\dot{q}	Calor específico medio de la sustancia de trabajo
r	Relación de combustible/aire
	Potencia
\dot{m}	Gasto de aire
q	Potencia calorífica
	Altura
M	Número de Mach
E	Empuje
V	Velocidad
P_{AM}	Presión atmosférica
	Relaciones de presiones totales en el conducto de entrada
T_{tr}	Temperatura total después de la cámara de post combustión
\dot{m}_{cp}	Consumo de combustible con pos combustión
a_{e}	Exceso de aire Estequiométrico