

Cálculo del aire real y la temperatura teórica alcanzada en la cámara de combustión de una turbina de gas

SOSA, Pablo Sebastián¹

¹ Universidad Nacional de Tucumán. Facultad de Ciencias Exactas y Tecnología.
Departamento de Mecánica, Tucumán. Argentina.

Resumen

Una turbina de gas es una máquina térmica, rotativa, que produce energía mecánica útil en forma continua, obtenida de la combustión ininterrumpida de un elemento que se oxida con el oxígeno del aire.

Mediante el uso de las ecuaciones de la combustión, que nos permiten calcular el aire mínimo necesario y los productos de la combustión, se determinará el factor de dilución real utilizado en la cámara de combustión y la temperatura teórica alcanzada en la misma para distintas cantidades de aire introducido.

El resultado del cálculo pone de manifiesto que el aire real introducido en la cámara de combustión, es mucho mayor que el estequiométrico necesario y que se alcanzan temperaturas críticas muy elevadas.

Palabras claves: combustión, factor de dilución, temperatura.

Introducción

El siguiente informe fue motivado por la necesidad de contribuir al conocimiento técnico general de las turbinas de gas.

Entre muchos otros parámetros y variables que influyen en el buen funcionamiento de este tipo de equipos, se encuentran el aire real de combustión y la temperatura alcanzada en la cámara de combustión. Estos parámetros están directamente relacionados con el rendimiento de la máquina y con su confiabilidad.

Por otro lado, por sus ventajas técnicas, las turbinas de gas son motores difícilmente reemplazables en el corto plazo por tecnologías alternativas, de ahí surge también la gran importancia de conocer y difundir información técnica relacionada a las turbinas de gas.

Una de las principales ventajas de este tipo de motores, es su capacidad de producir gran potencia con pesos relativamente bajos, en comparación con motores a pistón alternativos de 2 y 4 tiempos, que proporcionan una carrera útil por cada una o dos vueltas de cigüeñal respectivamente. Esta ventaja, ha generalizado el uso de estos motores en aviación (entre otras muchas aplicaciones), permitiendo el gran desarrollo de la aviación comercial.

Por otro lado, la combustión continua implica la presencia permanente de la llama en el motor, lo que se traduce en una gran liberación de calor por unidad de tiempo. Esto implica que piezas críticas como la cámara de combustión, deban soportar elevadas temperaturas y ser correctamente refrigeradas para garantizar la confiabilidad del equipo.

Llamamos temperatura teórica alcanzada en la cámara, a la que se alcanzaría si la misma no disipara calor al exterior (ambiente) para enfriar el sistema de combustión.

Desarrollo

Para el desarrollo del cálculo nos basaremos en datos de funcionamiento y performance, proporcionados por un reconocido fabricante de turbinas como es Siemens y en particular estudiaremos el modelo SGT 800 comercializado por dicho fabricante.

Siemens declara para el modelo de su turbina SGT 800, los siguientes datos:

Tabla1 – Especificaciones SGT 800

Potencia eléctrica ISO (N _e): 50,5 [MW _e]
Rendimiento (η) = 38,3 %
Velocidad de la turbina: 6.608 [rpm]
Calor específico (q _{esp}): 9.389 [kJ/kwh]
Relación de compresión: 20:1
Caudal másico de los gases de combustión: 134,7 [kg/s]
Temperatura de los gases de escape: 550 [°C]
Temperatura de ingreso de aire al compresor: 15 [°C]
Presión atmosférica = 1,013 [bar]
Temperatura de salida del aire del compresor: 436 [°C]
Presión de salida del aire del compresor: 19,7 [bar]
Temperatura de salida de la cámara de combustión: 1.200 [°C]
Presión de salida de la cámara de combustión: 18.6 [bar]
Combustible: gas natural.

Supondremos como composición elemental del gas natural, la siguiente:

Tabla 2 – Composición del gas natural¹

GASES COMPONENTES	C _x H _y O _z	% Molar (% volumen)
NITROGENO	N ₂	0.58
DIOXIDO DE CARBONO	CO ₂	1.96
METANO	CH ₄	90.55
ETANO	C ₂ H ₆	6.21
PROPANO	C ₃ H ₈	0.50
BUTANO	C ₄ H ₁₀	0.20

Tomaremos como poder calorífico superior e inferior del gas natural los siguientes valores, obtenidos de ensayos realizados a la muestra de gas natural en

¹ datos obtenidos del análisis de una muestra gas natural provisto por una transportadora.

cuestión:

Poder calorífico superior (1.013 bar y 15 °C) = 39,07 [Mj/Nm³]

Poder calorífico inferior (1.013 bar y 15 °C) = 35,25 [Mj/Nm³]

Estudio de la combustión

En el caso más común de la mezcla de combustibles gaseosos, se calcula el oxígeno mínimo como la sumatoria de los oxígenos mínimos para cada gas componente, multiplicado por la correspondiente fracción molar o de volumen de cada gas.

$$O_{min} = \sum w_i(O_{min})_i \quad (1)$$

$$O_{min} = \sum w_{C_xH_yO_z} \left[X + \frac{Y}{4} - \frac{Z}{2} \right] \left[\frac{Nm^3 \text{ de } O_2}{Nm^3 \text{ de } C_xH_yO_z} \right]$$

Donde:

X: átomos de carbono de cada gas componente.

Y: átomos de hidrógeno de cada gas componente.

Z: átomos de oxígeno.

: fracción molar de cada gas componente.

Determinación del oxígeno mínimo

$$O_{min} = \frac{90,55 \cdot (1 + \frac{4}{4}) + 6,21 \cdot (2 + \frac{6}{4}) + 0,50 \cdot (3 + \frac{8}{4}) + 0,20 \cdot (4 + \frac{10}{4})}{100}$$

$$O_{min} = 2,07 \left[\frac{Nm^3 \text{ de } O_2}{Nm^3 \text{ de gas}} \right]$$

Considerando que el aire tiene un 21 % de O₂ el aire mínimo se obtiene con la expresión:

$$L_{min} = \frac{O_{min}}{0,21} = \frac{2,07}{0,21} = 9,86 \left[\frac{Nm^3 \text{ de aire}}{Nm^3 \text{ de gas}} \right]$$

Definimos entonces como **factor de dilución** a la relación entre el aire real que se introduce en el sistema de combustión y el aire mínimo (aire estequiométrico):

$$\lambda = \frac{L_{real}}{L_{min}}$$

Finalmente, al aire real L_r podemos expresarlo como:

$$Lr = \frac{\lambda}{0,21} \cdot \Sigma w_{C_xH_yO_z} \left(X + \frac{Y}{4} - \frac{Z}{2} \right) \left[\frac{Nm^3 \text{ aire}}{kg \text{ comb}} \right]$$

Determinación de los productos de la combustión

Para el cálculo de los productos de la combustión vamos a tomar un factor de dilución o exceso de aire $\lambda = 1$, es decir vamos a calcular en principio, el aire estequiométrico, es decir el aire mínimo necesario para oxidar el combustible en forma completa.

Cálculo del CO_2

$$V_{CO_2} = \Sigma \left(X \cdot w_{C_xH_yO_z} \right) + w_{CO_2} \left[\frac{Nm^3 \text{ de } CO_2}{Nm^3 \text{ de gas}} \right]$$

$$O_{min} = \frac{[90,55 \cdot 1 + 6,21 \cdot 2 + 0,50 \cdot 3 + 0,20 \cdot 4] + 1,96}{100}$$

$$V_{CO_2} = 1,07 \left[\frac{Nm^3 \text{ de } CO_2}{Nm^3 \text{ de gas}} \right]$$

Cálculo del H_2O

$$V_{H_2O} = \Sigma \left(\frac{Y}{2} \cdot w_{C_xH_yO_z} \right) \left[\frac{Nm^3 \text{ de } H_2O}{Nm^3 \text{ de gas}} \right]$$

$$V_{H_2O} = \frac{[90,55 \cdot \frac{4}{2} + 6,21 \cdot \frac{6}{2} + 0,50 \cdot \frac{8}{2} + 0,20 \cdot \frac{10}{2}]}{100}$$

$$V_{H_2O} = 2,03 \left[\frac{Nm^3 \text{ de } H_2O}{Nm^3 \text{ de gas}} \right]$$

Tabla 3 – Cantidad de átomos: Cálculo del O_2

GASES COMPONENTES	C _x H _y O _z	% Molar (% volumen)	X	Y	Z
NITROGENO	N ₂	0.58	0	0	0
DIOXIDO DE CARBONO	CO ₂	1.96	INERTE	INERTE	INERTE
METANO	CH ₄	90.55	1	4	0
ETANO	C ₂ H ₆	6.21	2	6	0
PROPANO	C ₃ H ₈	0.50	3	8	0
BUTANO	C ₄ H ₁₀	0.20	4	10	0

Cálculo del O_2

$$V_{O_2} = (\lambda - 1) \cdot O_{min} \left[\frac{Nm^3 \text{ de } O_2}{Nm^3 \text{ de gas}} \right]$$

$$V_{O_2} = (1 - 1) \cdot O_{min}$$

$$V_{O_2} = 0 \left[\frac{Nm^3 \text{ de } O_2}{Nm^3 \text{ de gas}} \right]$$

Es lógico obtener este resultado, al trabajar con el aire mínimo o estequiométrico no debe sobrar oxígeno.

Cálculo del N_2

$$V_{N_2} = 0,79 \cdot L_{real} + \frac{w_{N_2}}{100} \left[\frac{Nm^3 \text{ de } N_2}{Nm^3 \text{ de gas}} \right]$$

$$V_{N_2} = 0,79 \cdot 9,86 + \frac{0,58}{100}$$

$$V_{N_2} = 7,79 \cdot \left[\frac{Nm^3 \text{ de } N_2}{Nm^3 \text{ de gas}} \right]$$

Por lo tanto, los gases producto de la combustión o volumen de gases húmedos (V_{gh}), para un valor de $\lambda = 1$, serán:

$$V_{gh} = V_{CO_2} + V_{H_2O} + V_{O_2} + V_{N_2}$$

$$= 1,07 + 2,03 + 0 + 7,79$$

$$= 10,89 \left[\frac{Nm^3 \text{ de gases}}{Nm^3 \text{ de combustible}} \right]$$

Podemos encontrar la cantidad de cada componente de los gases de combustión expresadas en fracciones de volumen o molares, de la siguiente manera:

$$w_{CO_2} = \frac{V_{CO_2} \left[\frac{Nm^3 \text{ de } CO_2}{Nm^3 \text{ de gas}} \right]}{V_{gh} \left[\frac{Nm^3 \text{ de gases}}{Nm^3 \text{ de combustible}} \right]} = \frac{1,07}{10,89}$$

$$= 0,099 = 9,9\% \left[\frac{Nm^3 \text{ de } CO_2}{Nm^3 \text{ de gases}} \right]$$

$$w_{H_2O} = \frac{V_{H_2O} \left[\frac{Nm^3 \text{ de } H_2O}{Nm^3 \text{ de gas}} \right]}{V_{gh} \left[\frac{Nm^3 \text{ de gases}}{Nm^3 \text{ de combustible}} \right]} = \frac{2,03}{10,89}$$

$$= 0,186 = 18,6\% \left[\frac{Nm^3 \text{ de } H_2O}{Nm^3 \text{ de gases}} \right]$$

$$w_{N_2} = \frac{V_{N_2} \left[\frac{Nm^3 \text{ de } CO_2}{Nm^3 \text{ de gas}} \right]}{V_{gh} \left[\frac{Nm^3 \text{ de gases}}{Nm^3 \text{ de combustible}} \right]} = \frac{7,79}{10,89}$$

$$= 0,715 = 71,5\% \left[\frac{Nm^3 \text{ de } N_2}{Nm^3 \text{ de gases}} \right]$$

La sumatoria de las fracciones de volumen o moles debe darnos 100%.

Observamos que para quemar 1 [Nm³ de gas] trabajando con el aire estequiométrico, es decir, el mínimo necesario para obtener una combustión completa utilizando un factor de dilución $\lambda = 1$, necesitamos 9,86 [Nm³] de aire (casi 10 veces más volumen de aire que de gas combustible) y generamos 10,89 [Nm³] de gases de combustión.

Los resultados muestran que la elevada cantidad de aire necesario para quemar el combustible (relación volumétrica 10:1 para $\lambda = 1$) implica un trabajo mecánico importante en el compresor de la turbina, lo cual consume energía que debe ser suministrada por la propia turbina, disminuyendo la cantidad de energía aprovechable entregada por la misma.

En segundo lugar, los gases producto de la combustión, salen de la turbina, luego de ceder parte de su energía, a una elevada temperatura de alrededor de 550 [°C] por lo cual contienen todavía gran cantidad de energía térmica (calor) aprovechable.

En este punto resulta interesante poder calcular el exceso de aire real con el que trabaja la turbina, para posteriormente poder calcular la temperatura teórica alcanzada en la cámara de combustión de la misma.

Determinación del factor de dilución real

De los datos suministrados por el fabricante de turbinas y los obtenidos del análisis del gas combustible tenemos:

Poder calorífico inferior ($H_{i,j}$) = 35.250 [kJ/Nm³]

Calor específico (q_{esp}) = 9.389 [kJ/kWh]

Potencia eléctrica ISO (N_e) = 50.500 [kW_e]

Cabe aclarar que la potencia eléctrica bajo condiciones ISO es menor que la potencia real generada por la turbina ya que se debe considerar el rendimiento eléctrico del generador y otros factores adicionales.

A los fines prácticos, para el desarrollo del cálculo, vamos a considerar un rendimiento eléctrico del generador $\eta_e = 95\%$.

En consecuencia, la potencia entregada por la turbina (N_T) será:

$$N_T = \frac{N_e}{\eta_e} = \frac{50.500 [kW_e]}{0,95} = 53.158 [kW]$$

El calor que debe aportar el combustible (Q_T) para generar N_T es:

$$Q_T = N_T [kW] \cdot q_{esp} \left[\frac{kJ}{kWh} \right] = 53.158 \cdot 9.389$$

$$= 499.100.462 \left[\frac{kJ}{h} \right] = 138.639 \left[\frac{kJ}{s} \right] \text{ o } [kW]$$

Para aportar Q_T necesitamos el siguiente caudal de gas combustible (G_{gas}):

$$G_{gas} = \frac{Q_T \left[\frac{kJ}{h} \right]}{H_{inf} \left[\frac{kJ}{Nm^3} \right]} = \frac{499.100.462}{35.250}$$

$$= 14.159 \left[\frac{Nm^3}{h} \right]$$

Con la cantidad de combustible total podemos calcular el aire estequiométrico necesario (L_T).

$$L_T = G_{gas} \left[\frac{Nm^3}{h} \right] \cdot L_{min} \left[\frac{Nm^3 \text{ aire}}{Nm^3 \text{ gas}} \right]$$

$$= 14.159 \cdot 9,86 = 139.608 \left[\frac{Nm^3 \text{ aire}}{h} \right]$$

En función de la cantidad de gas necesario para quemar el combustible total, podemos calcular el caudal de gases de combustión total V_{gh1} para $\lambda = 1$.

$$V_{gh1} = G_{gas} \left[\frac{Nm^3}{h} \right] \cdot V_{gh} \left[\frac{Nm^3 \text{ gases}}{Nm^3 \text{ combustible}} \right]$$

$$= 14.159 \cdot 10,89 = 154.191 \left[\frac{Nm^3 \text{ gases}}{h} \right]$$

Por otro lado, la masa molar de los gases de combustión se calcula:

$$M_{gh} = \sum w_i \text{ gases} \cdot M_i$$

$$= w_{CO_2} M_{CO_2} \left[\frac{kg \text{ CO}_2}{Mol} \right] + w_{H_2O} M_{H_2O} \left[\frac{kg \text{ CO}_2}{Mol} \right]$$

$$+ w_{N_2} M_{N_2} \left[\frac{kg \text{ CO}_2}{Mol} \right]$$

$$M_{gh} = 0,099 \cdot 44 + 0,186 \cdot 18 + 0,715 \cdot 28$$

$$= 27,72 \left[\frac{kg}{Mol} \right]$$

De acuerdo con los datos suministrados por el fabricante tenemos que el caudal másico de los gases de combustión es $134,7 \text{ [kg/s]} = 484.920 \text{ [kg/h]}$

Estos son los gases de combustión producidos al generar la potencia eléctrica declarada bajo condiciones ISO.

Podemos expresar el caudal másico de los gases de combustión suministrado por el fabricante, en [Moles/h] y luego en [Nm³/h] utilizando el volumen molar de un gas en condiciones normales igual a $22,4 \text{ [Nm}^3\text{/Mol]}$.

Finalmente podemos calcular el factor de dilución con el que trabaja la turbina real, que será:

$$\lambda_{real} = \frac{V_{gh \text{ real}}}{V_{gh1}} = \frac{391.843}{154.191} = 2,54$$

Este valor nos muestra un resultado muy interesante. La turbina trabaja con un exceso de aire elevado de 2,54 veces el aire estequiométrico o mínimo.

En la práctica para gas natural, usualmente se trabaja con excesos de aire entre el 5 al 10%, es decir con un $\lambda=1,05$ a $1,10$ (1,4)

Este valor elevado de λ se debe a que, como habíamos adelantado anteriormente, el aire que

aspira el compresor de la turbina no solo se usa para la combustión sino también para refrigerar las partes calientes de la turbina, tales como cámaras de combustión y álabes de turbinas de expansión. Además, una combustión a menor temperatura también genera menor cantidad de gases contaminantes como los NOx (óxidos de nitrógeno), gas tóxico para el ser humano.

Al trabajar con valores elevados de exceso de aire, es lógico que obtengamos una mayor cantidad de gases de combustión, que como ya habíamos mencionado, abandonan la turbina a elevada temperatura ($550 \text{ [}^\circ\text{C]}$). Esto implica una importante cantidad de energía contenido en los mismos.

En este punto resulta interesante poder evaluar el calor contenido en los gases de combustión, para tener una idea del calor que se pierde al desaprovechar los mismos en un equipo de recuperación de calor, como ser una caldera de vapor.

Obviamente, al cambiar el exceso de aire (λ), cambia la composición de los gases de combustión, ya que se incorpora más oxígeno y más nitrógeno a la mezcla resultante.

En consecuencia, el nuevo aire real para $\lambda=2,54$ será:

$$L_{real} = L_{min} \cdot \lambda = 9,86 \cdot 2,54$$

$$= 25,04 \left[\frac{Nm^3 \text{ de aire}}{Nm^3 \text{ de gas}} \right]$$

Como con el aire se agrega más oxígeno y nitrógeno, obtendremos una nueva composición de gases húmedos ya que variará el porcentaje de estos dos elementos en la mezcla:

Para el O₂ tendremos:

$$V_{O_2} = (\lambda - 1) \cdot O_{min} \left[\frac{Nm^3 \text{ de O}_2}{Nm^3 \text{ de gas}} \right]$$

$$V_{O_2} = (2,54 - 1) \cdot 2,07 = 3,19 \left[\frac{Nm^3 \text{ de O}_2}{Nm^3 \text{ de gas}} \right]$$

Para el N_2 tendremos:

$$V_{N_2} = 0,79 \cdot L_{real} + \frac{w_{N_2}}{100} \left[\frac{Nm^3 \text{ de } N_2}{Nm^3 \text{ de gas}} \right]$$

$$V_{N_2} = 0,79 \cdot 25,04 + \frac{0,58}{100}$$

$$= 19,78 \left[\frac{Nm^3 \text{ de } N_2}{Nm^3 \text{ de gas}} \right]$$

Finalmente, el nuevo volumen de gases húmedos será, para $\lambda=2,54$:

$$V_{gh} = V_{CO_2} + V_{H_2O} + V_{O_2} + V_{N_2}$$

$$= 1,07 + 2,03 + 3,19 + 19,78$$

$$= 26,07 \left[\frac{Nm^3 \text{ de gases}}{Nm^3 \text{ de combustible}} \right]$$

Podemos encontrar ahora, la nueva cantidad de cada componente de los gases de combustión expresadas en fracciones de volumen o molares:

$$w_{CO_2} = \frac{V_{CO_2} \left[\frac{Nm^3 \text{ de } CO_2}{Nm^3 \text{ de gas}} \right]}{V_{gh} \left[\frac{Nm^3 \text{ de gases}}{Nm^3 \text{ de combustible}} \right]} = \frac{1,07}{26,07}$$

$$= 0,041 = 4,1 \% \left[\frac{Nm^3 \text{ de } CO_2}{Nm^3 \text{ de gases}} \right]$$

$$w_{H_2O} = \frac{V_{H_2O} \left[\frac{Nm^3 \text{ de } CO_2}{Nm^3 \text{ de gas}} \right]}{V_{gh} \left[\frac{Nm^3 \text{ de gases}}{Nm^3 \text{ de combustible}} \right]}$$

$$= \frac{2,03}{26,07} = 0,07 = 7,8 \% \left[\frac{Nm^3 \text{ de } H_2O}{Nm^3 \text{ de gases}} \right]$$

$$w_{O_2} = \frac{V_{O_2} \left[\frac{Nm^3 \text{ de } CO_2}{Nm^3 \text{ de gas}} \right]}{V_{gh} \left[\frac{Nm^3 \text{ de gases}}{Nm^3 \text{ de combustible}} \right]} = \frac{3,19}{26,07}$$

$$= 0,122 = 12,2 \% \left[\frac{Nm^3 \text{ de } O_2}{Nm^3 \text{ de gases}} \right]$$

$$w_{N_2} = \frac{V_{N_2} \left[\frac{Nm^3 \text{ de } CO_2}{Nm^3 \text{ de gas}} \right]}{V_{gh} \left[\frac{Nm^3 \text{ de gases}}{Nm^3 \text{ de combustible}} \right]}$$

$$= \frac{19,78}{26,07} = 0,758 = 75,9 \% \left[\frac{Nm^3 \text{ de } N_2}{Nm^3 \text{ de gases}} \right]$$

Cálculo de la temperatura teórica de los gases de combustión para diferentes valores de exceso de aire λ

Para trazar las curvas de entalpia de los gases en función del factor de dilución y de la temperatura, vamos a utilizar una planilla de cálculo para agilizar y ordenar el proceso.

Tomamos los siguientes valores de densidad:

$$\rho_{aire} = 1,293 \left[\frac{kg}{Nm^3 \text{ aire}} \right]$$

$$\rho_{gas} = 0,795 \left[\frac{kg}{Nm^3 \text{ gas}} \right]$$

$$\rho_{O_2} = 1,430 \left[\frac{kg}{Nm^3 O_2} \right]$$

El poder calorífico del gas natural era:

$$H_{u \text{ gas}} = 35,25 \left[\frac{Mj}{Nm^3 \text{ gas}} \right] = 44.328 \left[\frac{Mj}{kg \text{ gas}} \right]$$

A continuación se expone un resumen de los cálculos realizados y de los valores obtenidos. El lector ya posee, en esta etapa del artículo, los conocimientos para su interpretación. Tenemos: para $\lambda = 1$:

$$O_{min} = \sum w_i \cdot (O_{min})_i = \sum w_{C_xH_yO_z} \cdot (X + Y/4 - Z/2)$$

CH ₄	O _{min} =	2.00
C ₂ H ₆	O _{min} =	3.50
C ₃ H ₈	O _{min} =	5.00
C ₄ H ₁₀	O _{min} =	6.50

Gas Nat.	O _{min} =	2.07	Nm ³ O ₂ / Nm ³ Gas Nat.
----------	--------------------	------	---

	L _{min} =	9.86	Nm ³ aire / Nm ³ Gas Nat.
--	--------------------	------	---

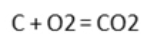
aire primario

	λ =	1.00
--	-----	------

	L _{real} =	9.86	Nm ³ aire / Nm ³ Gas Nat.
--	---------------------	------	---

Productos de la combustión λ = 1.00

CO₂



$$V_{CO_2} = \sum (X \cdot w_{C_xH_yO_z}) + CO_2 \text{ comb}$$

V _{CO₂} =	1.09	Nm ³ CO ₂ / Nm ³ Gas Nat.	% en V _{gh} =	10.01%	% en masa	15.87%
M _{CO₂} =	44	kg/Mol				

H₂O

$$V_{H_2O} = \sum (Y/2 \cdot w_{C_xH_yO_z})$$

V _{H₂O}	=	2.03	Nm ³ HO ₂ / Nm ³ Gas Nat.	% en V _{gh} =	18.58%	% en masa	12.05%
M _{HO₂}	=	18	kg/Mol				

N₂

V _{N₂}	=	0,79 λ L _{min} + w _{N₂} /100					
V _{N₂}	=	7.79	Nm ³ N ₂ / Nm ³ Gas Nat.	% en V _{gh} =	71.41%	% en masa	72.07%
M _{N₂}	=	28	kg/Mol				

O₂

V _{O₂}	=	(λ-1)·O _{min}					
V _{O₂}	=	0.00	Nm ³ O ₂ / Nm ³ Gas Nat.	% en V _{gh} =	0.00%	% en masa	0.00%
M _{O₂}	=	32	kg/Mol				

Volumen de gases húmedos

Para λ =	1.00					
V _{gh}	=	10.91	Nm ³ gases / Nm ³ Gas Nat.	100%	100.00%	
M _{gh}	=	27.74	kg/Mol			

De la misma manera obtenemos los resultados mediante el uso de una planilla de cálculo para distintos valores de λ, volcando finalmente los valores en la siguiente tabla:

Tabla 4: $i = f(t, \lambda)$

t °C	CP (kJ/kg °C)				$\lambda=1$		$\lambda=2$		$\lambda=3$		$\lambda=4$	
	O2	H2O	CO2	N2 del aire	CP1 (kJ/kg °C)	i1 (kJ/kg comb)	CP2 (kJ/kg °C)	i2 (kJ/kg comb)	CP3 (kJ/kg °C)	i3 (kJ/kg comb)	CP4 (kJ/kg °C)	i4 (kJ/kg)
0	0.9084	1.8580	0.8205	1.0260	1.0937	0.00	1.0477	0.00	1.0317	0.00	1.0235	0.00
100	0.9218	1.8740	0.8689	1.0310	1.1069	1,207.88	1.0578	2,196.71	1.0408	3,186.86	1.0321	4,177.36
200	0.9355	1.8940	0.9122	1.0350	1.1190	2,442.32	1.0671	4,432.06	1.0491	6,424.61	1.0399	8,417.90
300	0.9500	1.9180	0.9510	1.0410	1.1324	3,707.27	1.0779	6,715.14	1.0590	9,727.44	1.0493	12,740.89
400	0.9646	1.9460	0.9852	1.0480	1.1463	5,003.48	1.0893	9,048.13	1.0695	13,098.94	1.0594	17,151.37
500	0.9791	1.9760	1.0160	1.0570	1.1613	6,336.15	1.1020	11,442.13	1.0814	16,556.13	1.0709	21,672.23
600	0.9926	2.0080	1.0430	1.0670	1.1766	7,703.88	1.1152	13,894.46	1.0938	20,095.00	1.0830	26,298.16
700	1.0050	2.0041	1.0670	1.0780	1.1879	9,073.94	1.1265	16,374.40	1.1051	23,686.49	1.0943	31,001.62
800	1.0160	2.0740	1.0890	1.0880	1.2070	10,537.17	1.1413	18,959.80	1.1184	27,396.63	1.1068	35,837.20
900	1.0260	2.1080	1.1090	1.0990	1.2222	12,003.61	1.1543	21,573.75	1.1307	31,160.40	1.1188	40,751.38
1,000	1.0350	2.1420	1.1260	1.1080	1.2355	13,482.30	1.1655	24,203.61	1.1412	34,943.83	1.1289	45,689.00
1,100	1.0430	2.1750	1.1430	1.1170	1.2486	14,988.53	1.1766	26,876.03	1.1515	38,784.96	1.1388	50,699.51
1,200	1.0510	2.2080	1.1570	1.1260	1.2613	16,517.26	1.1874	29,588.16	1.1617	42,683.06	1.1486	55,784.24
1,300	1.0580	2.2400	1.1700	1.1340	1.2730	18,059.48	1.1972	32,318.10	1.1708	46,603.38	1.1574	60,895.65
1,400	1.0650	2.2710	1.1830	1.1420	1.2846	19,625.37	1.2069	35,086.89	1.1799	50,577.81	1.1661	66,076.45
1,500	1.0710	2.3020	1.1950	1.1500	1.2960	21,213.91	1.2164	37,890.01	1.1887	54,598.39	1.1747	71,315.23
1,600	1.0770	2.3310	1.2060	1.1570	1.3063	22,807.78	1.2250	40,701.18	1.1967	58,629.75	1.1824	76,567.53
1,700	1.0830	2.3590	1.2160	1.1630	1.3156	24,405.54	1.2327	43,516.67	1.2039	62,665.89	1.1892	81,825.09
1,800	1.0890	2.3860	1.2250	1.1690	1.3246	26,018.09	1.2402	46,358.73	1.2109	66,740.42	1.1960	87,132.86
1,900	1.0940	2.4120	1.2330	1.1750	1.3333	27,644.51	1.2475	49,222.03	1.2177	70,843.61	1.2026	92,476.74
2,000	1.0990	2.4370	1.2410	1.1800	1.3412	29,271.61	1.2540	52,082.17	1.2237	74,939.87	1.2083	97,809.91
2,100	1.1040	2.4610	1.2490	1.1860	1.3497	30,929.68	1.2612	54,998.97	1.2304	79,118.49	1.2148	103,251.17
2,200	1.1090	2.4850	1.2560	1.1910	1.3573	32,585.17	1.2675	57,907.84	1.2363	83,283.90	1.2205	108,673.94
2,300	1.1140	2.5080	1.2630	1.1950	1.3641	34,236.14	1.2731	60,804.60	1.2415	87,429.63	1.2254	114,069.49
2,400	1.1180	2.5300	1.2690	1.2000	1.3713	35,913.44	1.2791	63,748.62	1.2471	91,643.59	1.2308	119,554.23
2,500	1.1230	2.5520	1.2750	1.2040	1.3777	37,586.81	1.2845	66,684.92	1.2521	95,846.06	1.2356	125,023.71
2,600	1.1270	2.5730	1.2810	1.2070	1.3834	39,250.46	1.2890	69,594.06	1.2562	100,004.03	1.2395	130,431.38
2,700	1.1310	2.5940	1.2860	1.2110	1.3896	40,943.00	1.2941	72,558.88	1.2609	104,244.46	1.2441	135,948.31
2,800	1.1350	2.6140	1.2920	1.2150	1.3958	42,650.26	1.2993	75,546.19	1.2657	108,515.24	1.2487	141,503.43
2,900	1.1390	2.6330	1.2960	1.2180	1.4009	44,334.47	1.3035	78,496.56	1.2696	112,735.07	1.2524	146,993.60
3,000	1.1430	2.6520	1.3010	1.2210	1.4062	46,034.99	1.3077	81,469.43	1.2735	116,983.71	1.2561	152,518.92

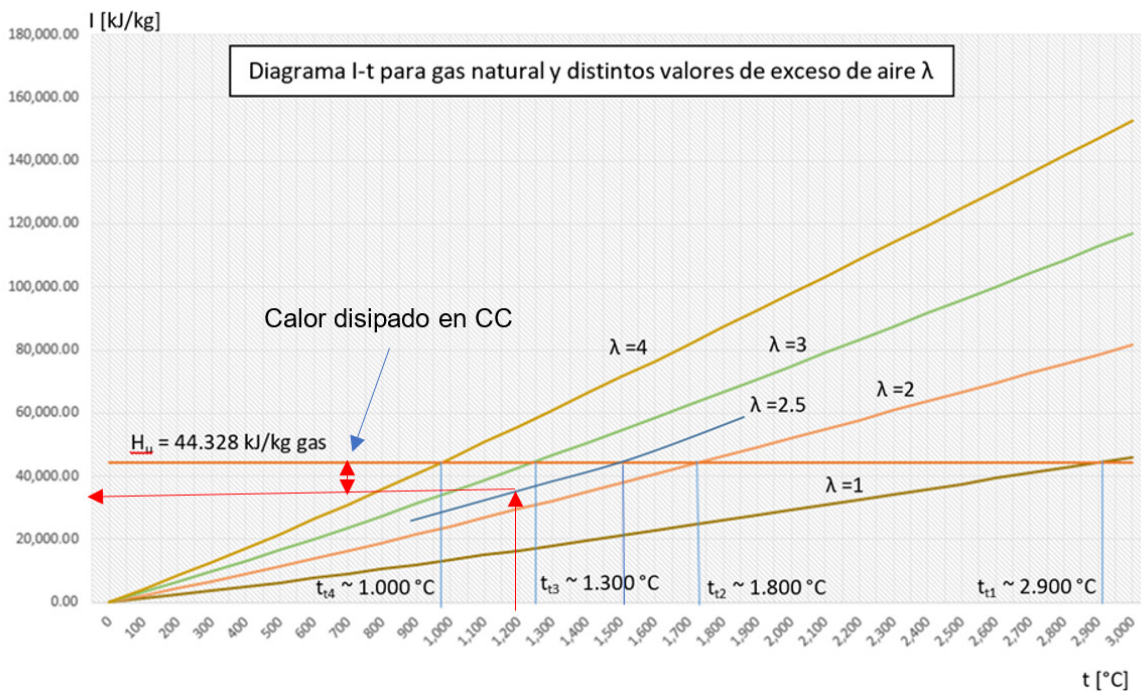


Figura 1: Diagrama i-t para diferentes λ

Colocamos en el eje de las ordenadas el valor del poder calorífico inferior del gas:

$$H_{u\ gas} = 35,25 \left[\frac{Mj}{Nm^3\ gas} \right] = 44,33 \left[\frac{Mj}{kg\ gas} \right]$$

$$= 44.328,75 \left[\frac{kJ}{kg\ gas} \right]$$

Si trazamos una recta horizontal por dicho valor, al interceptar a las curvas de entalpía, obtenemos al proyectar el punto de intersección sobre el eje de las abscisas, la temperatura que los gases de combustión tomarían como consecuencia de absorber el poder calorífico del combustible.

A esta temperatura la llamamos temperatura teórica en la cámara de combustión y es la temperatura alcanzada por los gases, si la cámara no disipara calor al exterior (ambiente) por radiación y convección.

Como se puede apreciar, las temperaturas teóricas varían con λ . A mayor factor de dilución, menor es la temperatura alcanzada por los gases de combustión.

Para $\lambda = 2,5$ que es el factor de dilución que obtenemos por cálculo y datos suministrados por el fabricante, obtenemos una temperatura teórica de los gases en la cámara de combustión de aproximadamente 1.500 [°C]. Dicha temperatura está por encima del punto de fusión del acero al carbono que es alrededor de 1.375 [°C].

CONCLUSIONES

Este planteo, nos lleva a sacar algunas conclusiones importantes:

Para la fabricación de elementos críticos como la CC, se deben utilizar aceros aleados resistentes a elevadas temperaturas y barreras térmicas como por ejemplo recubrimientos cerámicos.

1. El gas natural no se oxida en cualquier proporción de mezcla con el aire, menos aún con factores de dilución tan elevados. Por lo tanto, del aire estequiométrico que llega a la cámara de combustión, entre un 5 a un 10 % es utilizado para la combustión. El resto del exceso de aire se utiliza para refrigeración de la cámara.
2. El elevado exceso de aire que ingresa en la cámara, absorbe una gran cantidad de trabajo mecánico en el compresor de la turbina, dejando menor potencia útil generada por la misma. De todas maneras este exceso de aire es necesario por cuestiones de refrigeración.
3. Cuanto mayor sea el exceso de aire de combustión, se generan mayor cantidad de gases de escape a elevada temperatura (550 [°C]). Esto incrementa las pérdidas de calor sensible, si los gases se ventean a la atmósfera (ciclo abierto). De aquí la importancia de un cierre de ciclo para mejorar el rendimiento de la instalación.
4. El fabricante declara una temperatura en la cámara de combustión de 1.200 [°C] lo que significa (ver figura 1) se debería disipar unos 6.500 [kJ/kg] de energía aportada por el combustible, lo que representa aproximadamente un 15 % del poder calorífico inferior del combustible, perdido solo por convección y radiación de la cámara de combustión al ambiente.

BIBLIOGRAFIA

Baehr, H. (1979) - Tratado moderno de termodinámica – Montesó – Buenos Aires - Argentina

Pablo Sebastián Sosa

Ingeniero Mecánico de la Facultad de Ciencias Exactas y Tecnología de la UNT. Jefe de Trabajos Prácticos en las Cátedras de Termodinámica y Máquinas Térmicas e Instalaciones Industriales. Veinte años de experiencia profesional en Centrales Térmicas e Industria del Gas y Petróleo.