

# Modelo numérico de una turbina de combustión externa, incluyendo un número arbitrario de etapas de compresión y expansión

---

**Álvaro Durante<sup>a</sup>, Gabriel Pena-Vergara<sup>a</sup>,  
Pedro Curto-Risso<sup>a</sup>,  
Alejandro Medina<sup>b</sup>, and Antonio Calvo Hernández<sup>b</sup>**

<sup>a</sup>*Universidad de la República, Departamento de Termodinámica Aplicada IIMPI  
FING UDELAR, Montevideo, Uruguay.*

<sup>b</sup>*Universidad de Salamanca, Departamento de Física Aplicada, Salamanca,  
España.*

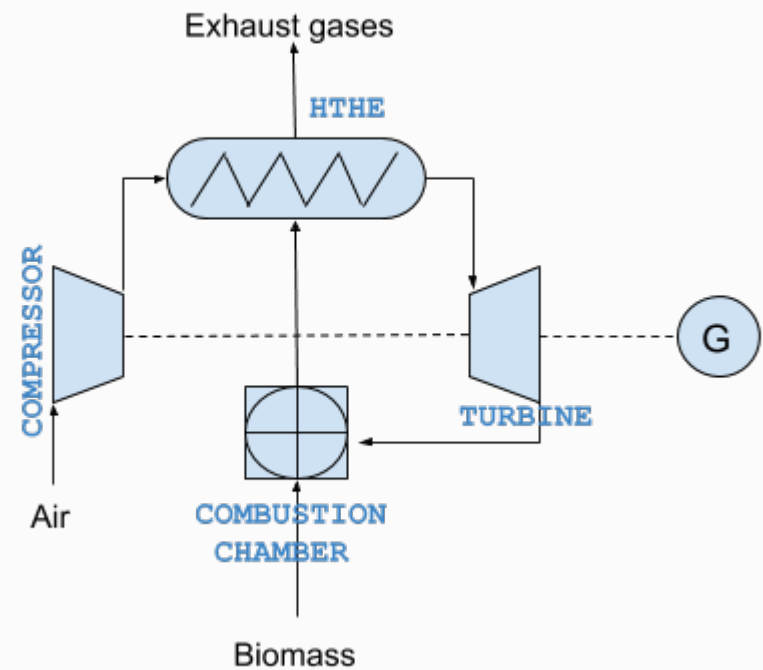
## ¿Por qué la biomasa como una fuente de energía?

---

- Es una fuente de energía renovable
- Tiene potencial para reducir emisiones de gases de efecto invernadero
- Gran disponibilidad de la agricultura, forestación y desechos urbanos
- Solución para pequeña y mediana escala con aplicaciones de cogeneración

## Turbinas de combustión externa (en inglés: externally fired gas turbines, *EFGT*)

- El fluido de trabajo de la turbina está separado de los gases de combustión.
- Se necesitan intercambiadores de calor de alta temperatura (High temperature heat exchangers, HTHE).
- La combustión externa permite quemar combustibles sólidos y sucios sin necesidad de gasificación o procesos intensivos de limpieza.

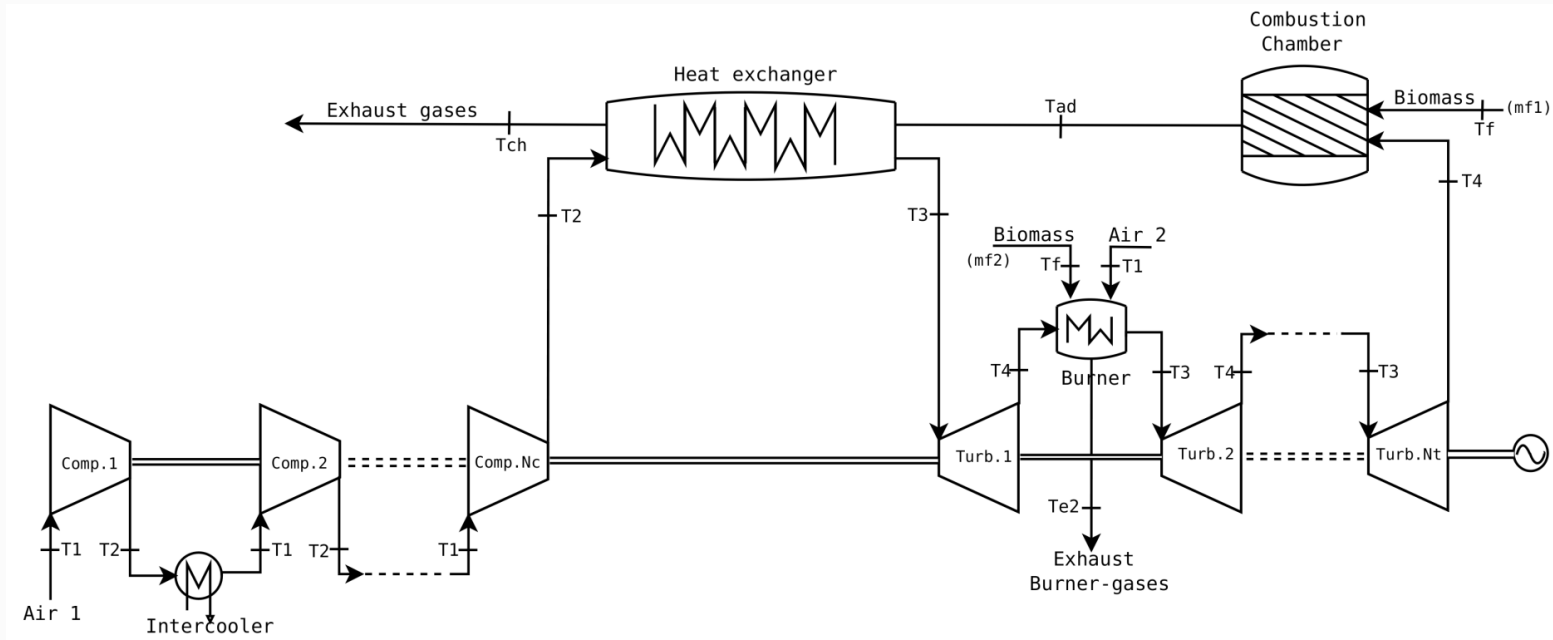


## Objetivo del presente trabajo

---

- Simular de forma realista una turbina de combustión externa multietapa desde un punto de vista termodinámico
- Estudiar diferentes configuraciones, variando el número de etapas de compresión y expansión
- Analizar la influencia de la composición de biomasa en el rendimiento y la potencia neta del ciclo

# Esquema de la turbina de combustión externa multietapa considerada



- $N_c$  Compresores y  $N_t$  Turbinas
- $(N_c - 1)$  enfriadores y  $(N_t - 1)$  quemadores
- $T_3$ ; parámetro de entrada fijo, de acuerdo con límites constructivos
- $\Phi_1$ ; calculado para que  $T_{ad}$  sea el correspondiente para alcanzar  $T_3$  a la salida del HTHE
- $\Phi_2$ ; calculado para que la temperatura de llama adiabática obtenida en los quemadores se ajuste a la obtenida en el quemador principal.
- $Te_2$ ; obtenido apartir de definir un pinch point con  $T_4$  como criterio de diseño

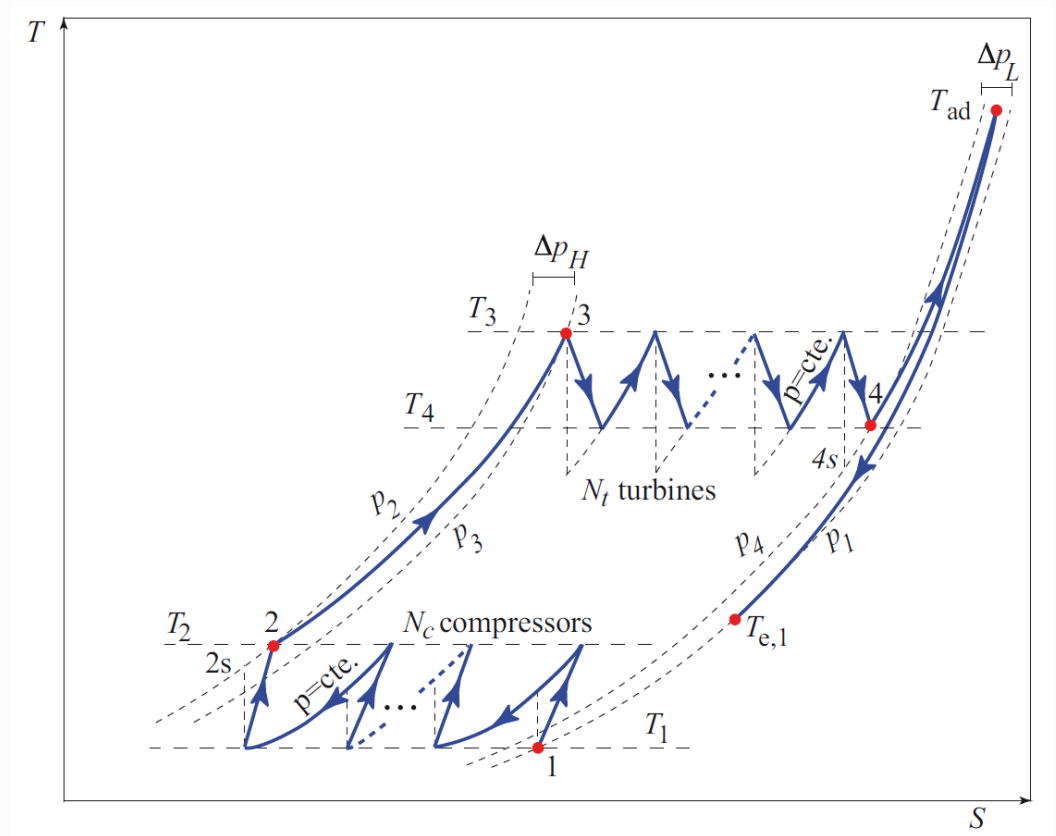
# Ciclo Termodinámico

## Hipótesis

- Enfriadores y quemadores Isobáricos
- Igual relación de presiones  $r_c$  para compresores y  $r_t$  para turbinas
- Los enfriadores y quemadores permiten mantener constantes las temperaturas  $T_1$  y  $T_4$

## Principales irreversibilidades consideradas;

- Caidas de presión;  $dP_{23}$ ,  $dP_L$
- Compresiones y expansiones no isentrópicas



## Intercambiadores de calor

Eficiencia; 
$$\varepsilon = \frac{T_3 - T_2}{T_{ad} - T_2}$$

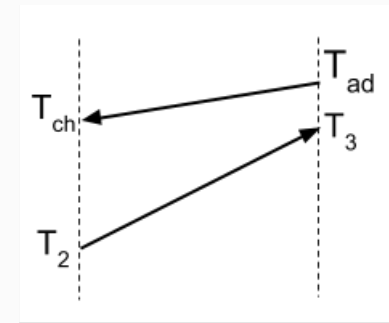
$$C \left[ \frac{kW}{K} \right] = \dot{m} c_p$$

Intercambiador contracorriente

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NTU(1-c_r)}}{1 - C_r e^{-NTU(1-c_r)}} \quad C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}}$$

De la definición;

$$NTU = \frac{U A}{C_{min}} = \frac{K}{C_{min} [(m_a)^{-0.8} + (m_g)^{-0.6}]}$$



## Entrada de calor

Balance de energía en el HTHE;

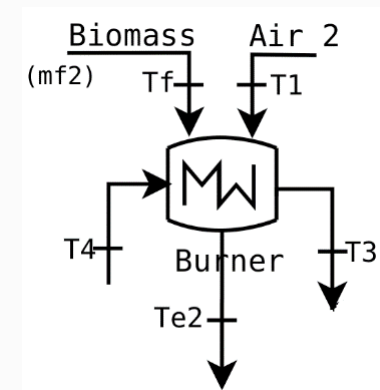
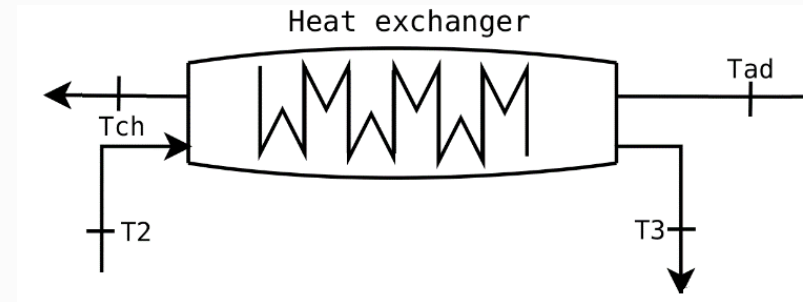
$$\dot{m}_{a,1} [h_a(T_3) - h_a(T_2)] = \dot{m}_{g,1} [h_g(T_{ad}) - h_a(T_{ch})]$$

Balance de masa;

$$\dot{m}_{g,1} = \dot{m}_{f,1} + \dot{m}_{a,1}$$

Balance de energía a los quemadores;

$$\dot{m}_{a,1} [h_a(T_3) - h_a(T_4)] = \dot{m}_{f,2} h_f(T_f) + \dot{m}_{a,2} h_a(T_1) - \dot{m}_{g,2} h_{g,2}(T_{e2})$$



## Proceso de compresión

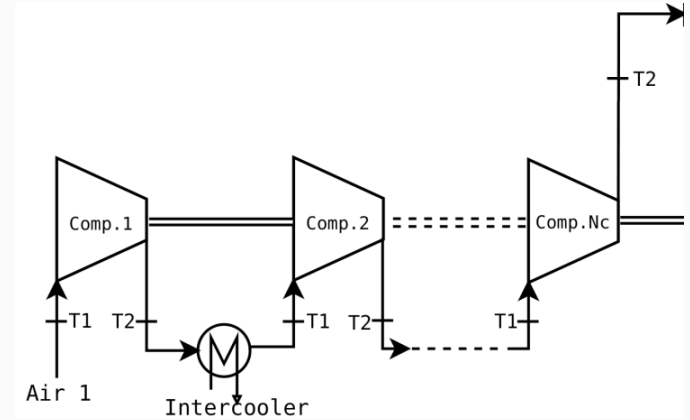
Relación de presiones para un compresor;  $r_c = (P_2^i / P_1^i)$

Presión de salida para el último compresor;  $P_2 = P_1 r_c^{N_c}$

De la compresión isentrópica;  $a_c = \frac{T_{s2}}{T_1} = r_c^{\frac{\gamma_1 - 1}{\gamma_1}}$

Rendimiento isentrópico;  $\epsilon_c = \frac{T_{s2} - T_1}{T_2 - T_1}$

Relación de temperaturas;  $\frac{T_2}{T_1} = 1 + \frac{a_c - 1}{\epsilon_c}$



## Proceso de expansión

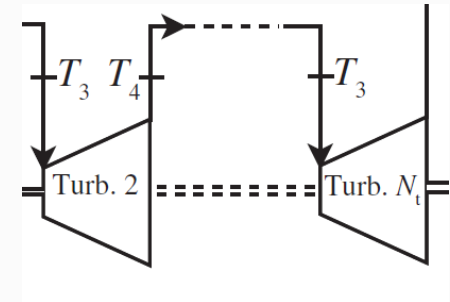
Relación "Global" de presiones para las  $N_t$  turbinas;  $r_{tG} = \frac{P_3}{P_4} = \frac{P_2 - dP_{23}}{P_1 + dP_L}$

Relación de presiones para una turbina;  $r_t = (r_{tG})^{\frac{1}{N_t}}$

De la expansión isentrópica;  $a_t = \frac{T_3}{T_{4s}} = r_t^{\frac{\gamma_2 - 1}{\gamma_2}}$

Rendimiento isentrópico;  $\epsilon_t = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4s}}$

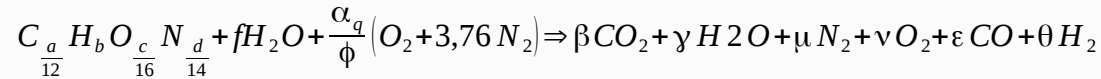
Relación de temperaturas;  $\frac{T_4}{T_3} = 1 - \epsilon_t (1 - a_c^{-1})$





## Modelo de combustión

Reacción química considerada;



a,b,c,d ; cantidad de cada elemento en fracción másica

F ; moles de agua por moles de combustible seco

$\alpha_q$  ; cantidad estequiométrica de  $O_2$  por mol de combustible seco

$\Phi$  ; razón de equivalencia de combustible-aire

## Temperatura de llama adiabática (cámara de combustión aislada)

Balance de energía a la cámara de combustión;

$$\dot{m}_f h_f(T_f) + \dot{m}_a h_a(T_a) = \dot{m}_g h_g(T_{ad})$$

Entalpía sensible de una sustancia;

$$h_{si}(T) = \int_{T_{ref}}^T c_{pi}(T) dT$$

Entalpía de combustible húmedo;

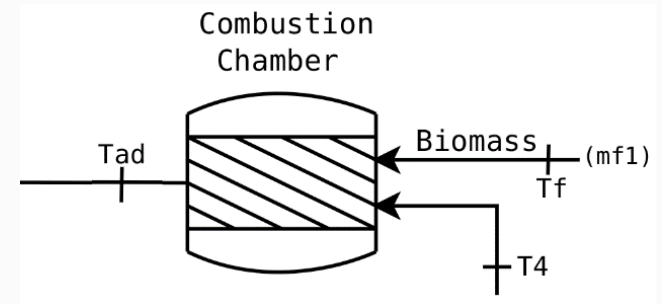
$$h_f = h_{sf}(T_f) + LHV_f - f [h_{fgH_2O} - h_{H_2O,liq}]$$

Entalpía de los gases de combustión;

$$h_g = x_{CO_2} h_{CO_2}(T) + x_{H_2O} h_{H_2O}(T) + x_{N_2} h_{N_2}(T) + x_{O_2} h_{O_2}(T) + x_{CO} [h_{CO}(T) + LHV_{CO}] + x_{H_2} [h_{H_2}(T) + LHV_{H_2}]$$

Balance de masa;

$$\dot{m}_f + \dot{m}_a = \dot{m}_g$$



# Potencia y rendimiento

---

Potencia Neta;

$$P = N_t \dot{m}_{a,1} [h_a(T_3) - h_a(T_4)] - N_c \dot{m}_{a,1} [h_a(T_2) - h_a(T_1)]$$

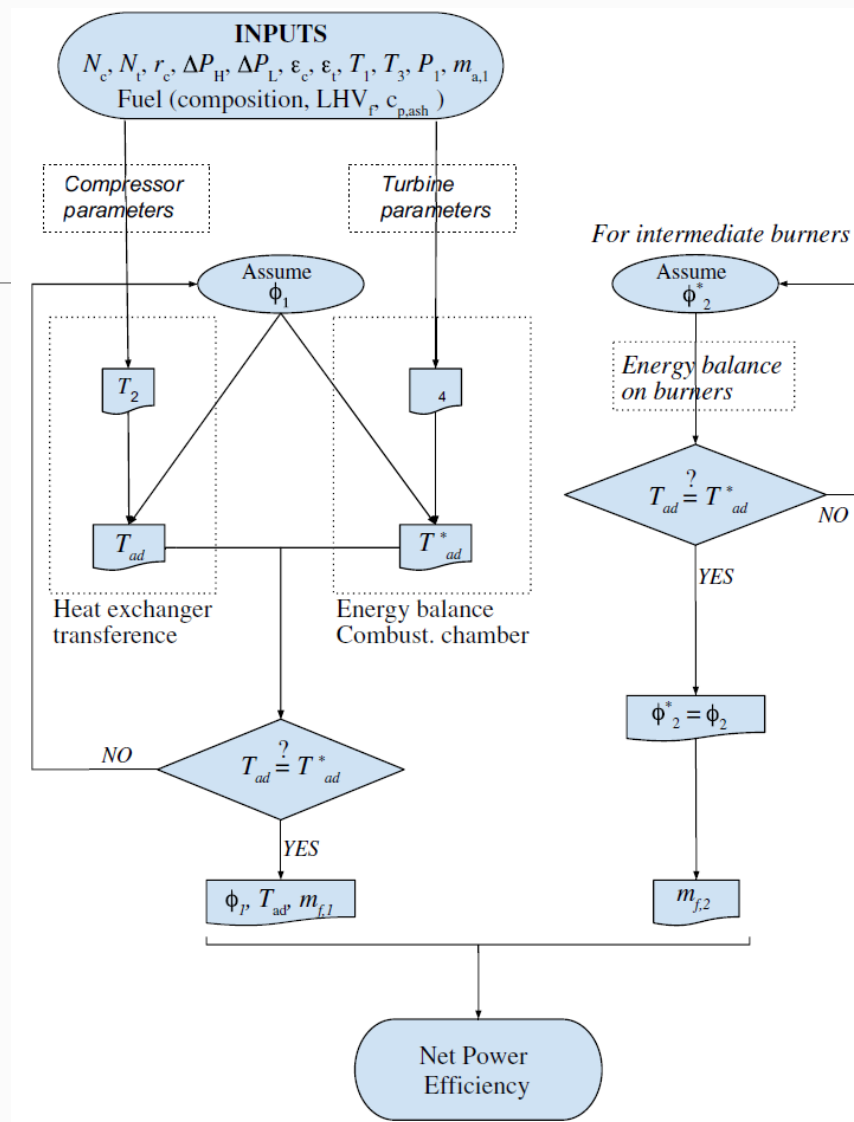
Rendimiento de conversión de combustible del ciclo;

$$\eta = \frac{P}{\dot{m}_f LHV}$$

con

$$\dot{m}_f = \dot{m}_{f,1} + \dot{m}_{f,2}$$

# Diagrama de flujo del proceso iterativo



# Validación

El modelo es validado con la *AE-T100E Micro Turbine Externally Fired*:

- Ciclo de una etapa
- Datos con valores de referencia, sin definición del combustible

Valores obtenidos del modelos y comparados con los datos de la AE-T100E EFGT

Parámetros	AE-T100E	Valor	Error relativo (%)
Tipo de combustible	-	Methane	-
Temperatura de entrada a la turbina	850°C	850°C	-
Flujo de masa de aire	0.80 kg/s	0.80 kg/s	-
Relación de presiones	4.5	4.5	-
Potencia eléctrica de salida neta	85kW	86.3kW*	1.53
Rendimiento eléctrico neto	-	23%	-

# Validación

Desempeño comparativo con la DFGT Turbec T100 con el modelo presentado, considerando una etapa de compresión y expansión

Parámetros del modelo de entrada tomados de la hoja de datos de AE-T100

Parametros	Valores
Tipo de combustible	Methane
Temperatura de entrada a la turbina	950°C
Flujo de masa de aire	0.7833 kg/s
Relación de presiones	4.5
Rendimiento isentrópico del compresor	0.768
Rendimiento isentrópico de la turbina	0.826

*Comparación de los resultados del modelo con los de la turbina Turbec T100*

	<b>Turbec T100</b>	<b>Model</b>	<b>Relative difference (%)</b>
Potencia eléctrica neta	100kW	98.82kW	1.18
Potencia térmica de entrada	333kW	360.68kW	8.31
Potencia de la turbina	282kW	281.34kW	0.23
Potencia del compresor	159kW	158.37kW	0.40
Rendimiento eléctrico neto	30 %	27.6 %	8.00
Temp. aire a la salida del compresor	214°C	214.4°C	0.18
Flujo de masa de gas natural	0.0067	0.007188	7.28
Flujo de masa de gases de salida	0.79 kg/s	0.7905 kg/s	0.063

La concordancia de resultados permite concluir que las predicciones del modelo son consistentes, a pesar de comparar DFGT con tecnologías EFGT

# Resultados Numéricos y Análisis

El número de turbinas y compresores se limitan, para mantener configuraciones económicamente reales;

- CT; Un compresor y una turbina
- CICT; Dos compresores con enfriador y una turbina
- CTBT; Un compresor y dos turbinas con quemador intermedio
- CICTBT; Dos compresores con enfriador y dos turbinas con quemador intermedio

## Simulaciones realizadas con Eucaliptus con un 25% de humedad (base seca)

Composición en base seca

Calor específico constante de las cenizas se asume constante (valor medio)

*Composición elemental de biomasa (bs), contenido de ash (bs) y poder calorífico inferior*

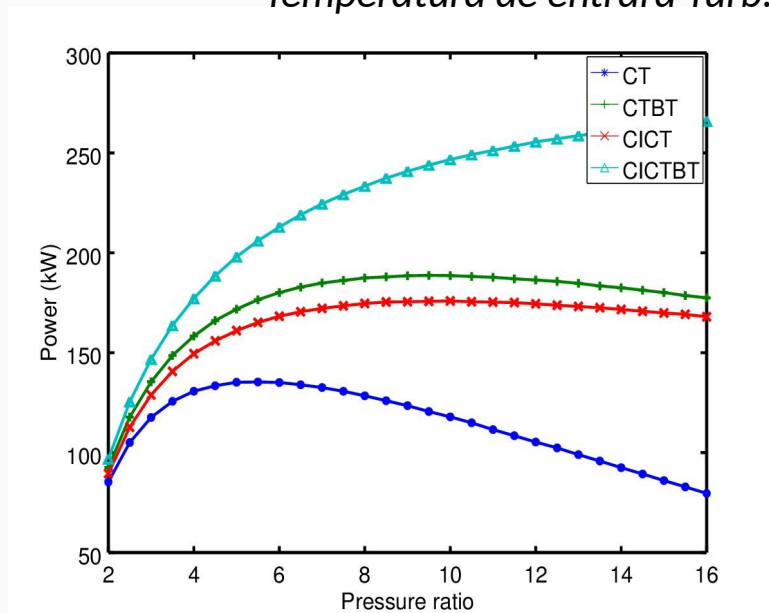
Biomasa	C (%)	H (%)	O (%)	N (%)	Ash (%)	LHV (kJ/kg)
Madera de Eucaliptus	49.0	5.9	44.0	0.3	0.1	18129

# Influencia de la relación de presión en el desempeño de la planta

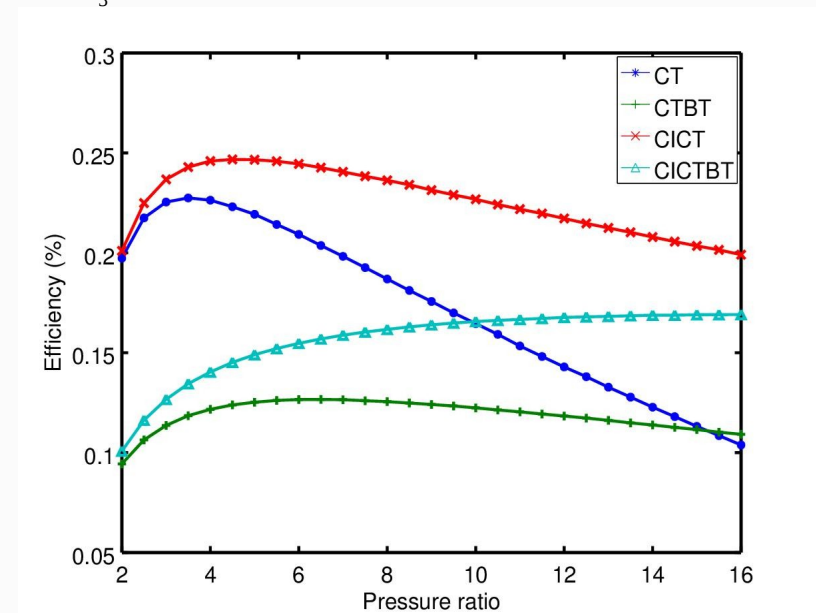
Parámetros de entrada fijos para la simulación

Flujo másico de aire:  
Temperatura ambiente:  
Temperatura de entrada Turb.:

$\dot{m}_a = 1.0 \text{ kg/s}$   
 $T_1 = 27^\circ \text{C}$   
 $T_3 = 900^\circ \text{C}$



**Potencia neta** en función de la relación de presiones para diferentes arreglos de compresores y turbinas



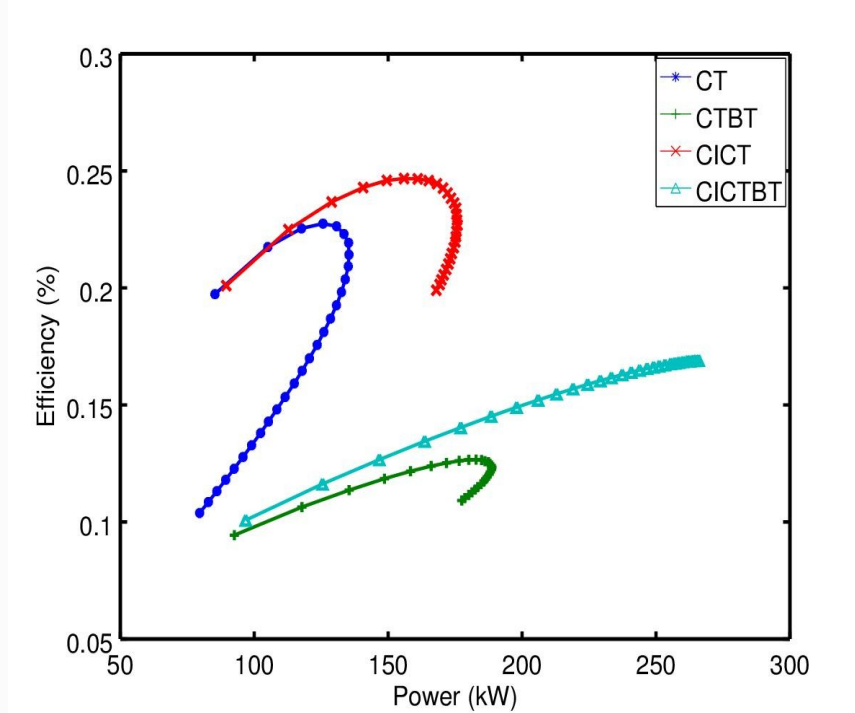
**Rendimiento de conversión de combustible** en función de la relación de presiones para diferentes arreglos de turbinas y compresores



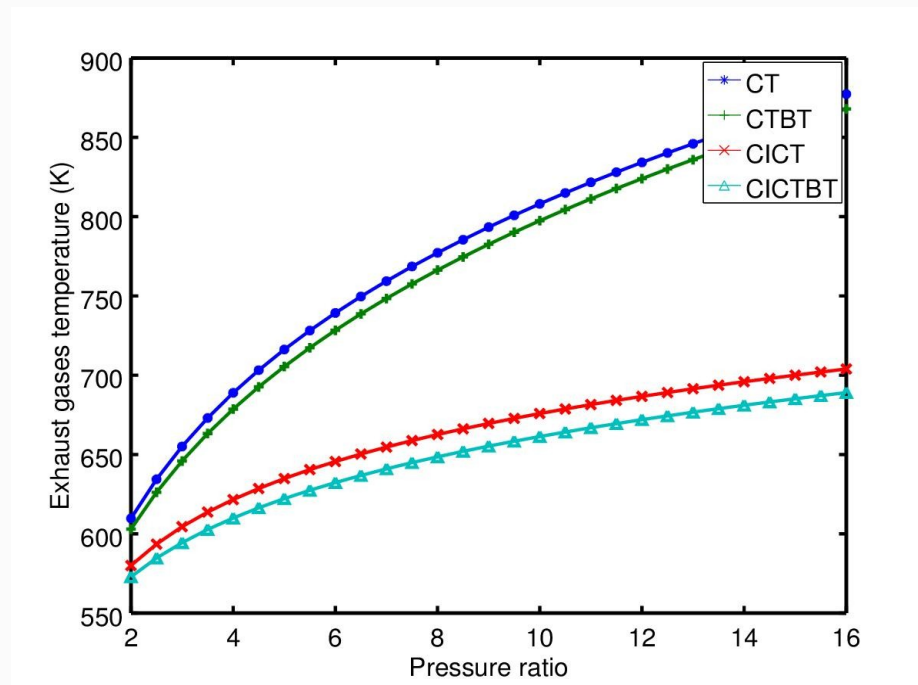
## Máximo rendimiento y máxima potencia alcanzada para cada configuración

Configuración	Relación de presiones	Rendimiento (%)	Relación de presiones	Potencia (kW)
CT	3.5	23.0	5.5	136
CTBT	6.0	12.7	9.5	189
CICT	4.5	24.5	10.0	176
CICTBT	16	16.9	>16	>266

## Rendimiento de conversión de combustible contra potencia neta para cada configuración



## Temperatura de gases de escape a la salida del HTHE, en función de la relación de presiones



- $T_{ch}$  es fuertemente dependiente de la relación de presiones
- $T_{ch}$  puede ser considerado como un indicador de rendimiento
- Gases de escape con elevada energía, ideales para sistemas de cogeneración y aumenta el rendimiento global

Par mas de una etapa de expansión,  $Nt \geq 2$ , las pérdidas en el escape de los quemadores resultan altamente relevantes, alcanzando temperaturas de 700 a 900 (°C).

# Desempeño de Biomosas

Las siguientes biomosas fueron estudiadas bajo las mismas condiciones  $R_c=4.5$ ,  $H_2O=25\%$  (bs),  $T_1=27^\circ\text{C}$ ,  $T_3=900^\circ\text{C}$ ,  $m_a=1.0$  kg/s

Biomass	C (%)	H (%)	O (%)	N (%)	Ash (%)	LHV (kJ/kg)
Madera de eucaliptus	49.0	5.9	44.0	0.3	0.1	18129
Hojas de eucaliptus	54.9	5.9	35.8	1.0	2.4	19100
Corteza de eucaliptus	44.7	5.4	41.8	0.2	4.9	15800
Ramas de eucaliptus	52.9	5.9	39.9	0.2	1.2	18100
Puntas de eucaliptus	52.5	5.9	40.6	0.3	0.7	17900
Cáscara de arroz	41.0	5.9	35.9	0.4	18.9	14800
Madera de Pino	49.3	6.0	44.4	<0.01	0.3	18681

Principales parámetros que no son afectados por las características del combustible

- Potencia Neta
- Temperatura adiabática en la cámara de combustión
- Temperatura de gases de escape

Parámetros que presentan variaciones de acuerdo a las características del combustible

	Consumo de combustible	Rendimiento
Cáscara de arroz	25% higher	3.5% lower
Corteza de eucaliptus	17% higher	2% lower
Madera de pino	6% lower	0.5% higher

## Conclusiones

---

El modelo presentado es una primera aproximación que considera solamente aspectos de termodinámica aplicada.

- Ambas configuraciones CT y CICT, con una sola turbina, alcanzan valores razonables de rendimiento y potencia neta en comparación con las DFGT, con la ventaja de la combustión externa.
- El aumento de el número de turbinas decrece drásticamente el rendimiento, debido a la elevada temperatura de los gases liberados por los quemadores intermediarios.
- La potencia neta no es afectada por la biomasa empleada, pero el rendimiento y el consumo de combustible dependen fuertemente de la misma

## Consideraciones a futuro

---

- La principal mejora para realizar a futuro es rediseñar la entrada de calor entre las etapas de expansión, de forma que la energía necesaria se genere en la cámara de combustión principal y sea transferida a través de los gases de escape.
- Estudiar el acoplamiento del sistema presentado en un sistema de cogeneración, de forma de aumentar el rendimiento global.
- Estudiar diferentes alternativas para utilizar la energía de los gases quemados, con el objetivo de mejorar el rendimiento del ciclo (economizador, pre-calentadores, etc.)

---

Gracias

