



TEMARIO PARA EVALUACIÓN DE LA MATERIA DE TERMODINÁMICA AVANZADA PARA EL INGRESO AL PROGRAMA DE DOCTORADO EN CIENCIAS EN INGENIERÍA MECÁNICA

CONTENIDO:

TERMODINÁMICA AVANZADA

El aspirante deberá resolver los siguientes ejercicios, los cuales servirán como ejemplo para los ejercicios del examen de admisión al programa de Doctorado.

1. Consideremos una planta de cogeneración de vapor y energía eléctrica, cuyo diagrama de flujos y equipos se muestra en la figura adjunta. Esta planta, basada en un ciclo de vapor, utiliza como combustible, combustóleo, flujo 1, produciendo energía eléctrica, flujo 15, y calor, flujo 16, obtenido a partir de una extracción de vapor de la turbina, equipo 2.

Los parámetros de operación de la planta son:

Poder calorífico del combustible, kcal/kg	10000
Caída de presión en el generador de vapor (GV), bar	0
Presión de vapor principal, bar	40
Temperatura del vapor principal, °C	400
Eficiencia termodinámica del GV, %	84
Presión del vapor de entrada a la turbina de alta presión AP, bar.	4
Eficiencia de turbina de AP , %	75
Presión de entrada al condensador, bar	0.05
Eficiencia de la turbina de BP , %	74
Caída de presión en el intercambiador de calor, lado vapor, bar	0
Calor de cogeneración en el intercambiador de calor, kW	25000
Presión a la descarga de la bomba de condensado, bar	4
Eficiencia de la bomba de condensado, %	80
Eficiencia de la bomba de alimentación, %	90
Potencia neta generada, kW	5900
Eficiencia del generador eléctrico, %	95

Para los cálculos se toman las siguientes consideraciones:

- Todas las pérdidas de carga son despreciables.
- Todos los equipos son adiabáticos
- La transferencia de calor Q_u en el intercambiador, equipo 4, se produce a temperatura constante $T_u = 133 \text{ } ^\circ\text{C}$
- La energía de entrada al ciclo es igual a $m_c * p_{cs}$ (m_c es la masa del combustible)

Se pide:

Determinar las propiedades termodinámicas del ciclo, utilizando como variables libres los parámetros de operación de la planta (Completar la tabla adjunta). Dibuje, además el diagrama T-s del ciclo indicando las zonas de entrada y salida, de calor y trabajo.

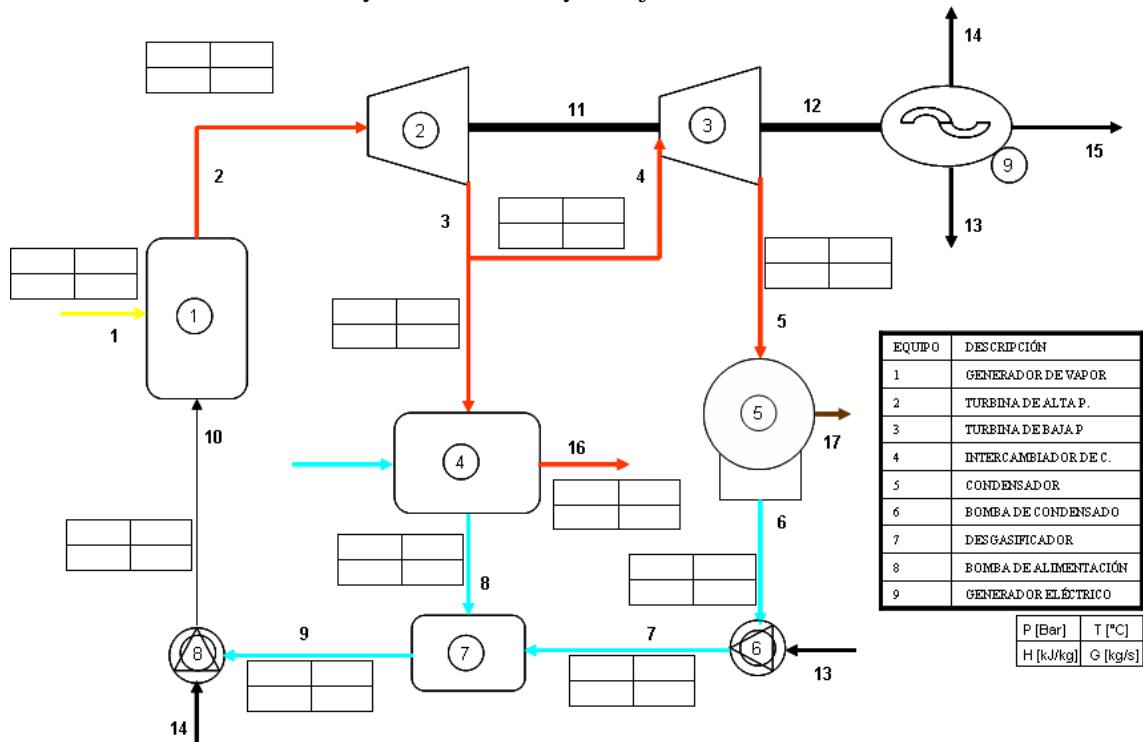


Tabla 1.- Propiedades Termodinámicas de los Flujos.

Flu	P [Bar]	T (°C)	H (kJ/kg)	G (kg/s)	s (kJ/kg-k)
0	1.013	20			
1	1.013	20			
2					
3					
4					
5					
6					
7					
8					
9					
10					
11					
12					
13					
14					
15					
16					
17					

2. Consideremos una planta de cogeneración de vapor y energía eléctrica, cuyo diagrama de flujos y equipos se muestra en la figura 1, adjunta. La planta está compuesta por una turbina de gas, con un precalentador de aire y una caldera de recuperación que usa los gases de escape de la turbina. El combustible utilizado es gas natural y produce una potencia eléctrica, flujo 10, de 30MW y un caudal de vapor saturado, flujo 9, de 14 kg/s a 20 bar de presión.

Los parámetros de operación de la planta son:

Relación de compresión: 8.52

Temperatura gases admisión turbina: 1220 °C

Temperatura aire entrada combustor: 640 °C

Rendimiento isentrópico turbina: 88%

Rendimiento isentrópico compresor: 85%

Rendimiento energético combustor: 98%

Perdidas de carga en el combustor: 5%

Perdidas de carga en precalentador lado gases: 5%

Perdidas de carga en precalentador lado aire: 3%

Perdidas de carga en caldera recuperación: 5%

Energía eléctrica neta: 30 MW

Caudal de vapor saturado a 20 bar de presión: 14 kg/s

Combustible gas natural (CH₄) con PCS de 50000 kJ/kg

Para los cálculos se toman las siguientes hipótesis:

- Tanto el aire como los gases de combustión tienen comportamiento de gases ideales con calor específico constante:
 - $C_{P,air} = 1.004$, $R_{air} = 0.287$
 - $C_{P,gas} = 1.17$, $R_{gas} = 0.290$
- No se considera la exergía química del combustible.
- Se considera que todos los equipos, excepto el combustor, son adiabáticos.
- La exergía específica del gas natural es igual a su PCS.

Se pide:

Utilizando como variables libres los parámetros de operación de la planta, calcular la exergía y el resto de propiedad termodinámicas de los flujos de la planta. Tabla 2 anexa.

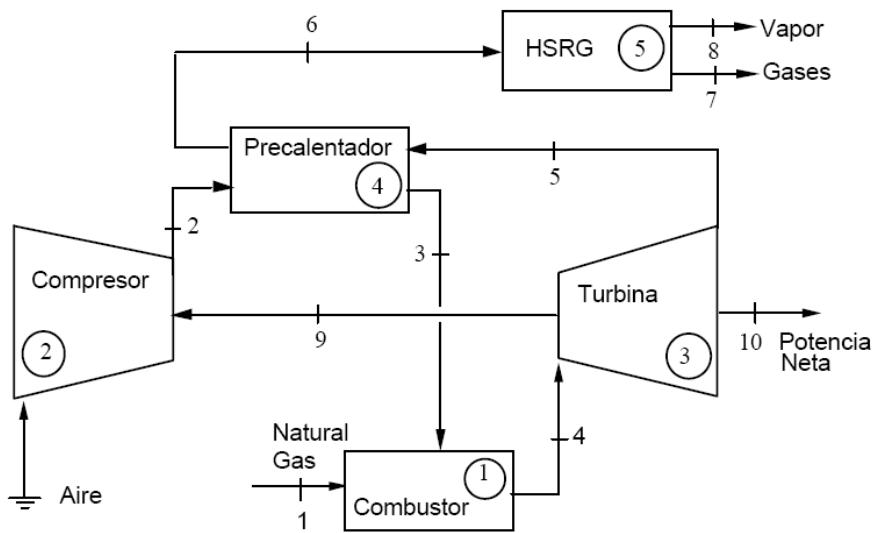


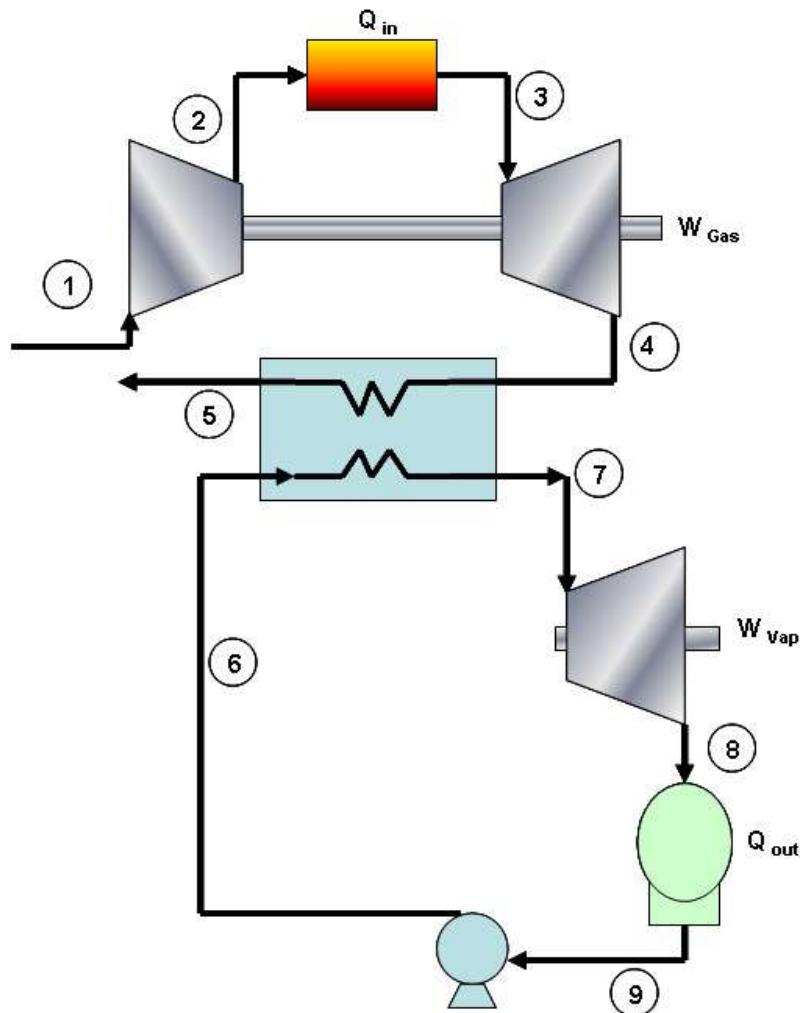
Tabla 2.- Propiedades Termodinámicas de los Flujos.

No.	Flujo	P(bar)	T(C)	h(kJ/kg)	s(kJ/kgK)	m(kg/s)	E (kW)	B(kW)
0	Ambiente	1.013	20	0	0		0	0
1	Gas Natural	1.013	20	50000				
2	Aire	8.41						
3	Aire	8.16	640					
4	Gas	7.75	1220					
5	Gas	1.122						
6	Gas	1.066						
7	Gas	1.013						
8	Vapor ST	20	212.37			14		
9	Trabajo							
10	Trabajo						30000	30000

3. Una planta de ciclo combinado tiene una potencia neta de salida de 45 MW. Aire entra al compresor de la turbina de gas a 100 kPa, 300 K, y es comprimido hasta 1200 kPa. La eficiencia isentrópica del compresor es de 84 %. La condición a la entrada de la turbina es de 1200 kPa, 1400 K. El aire se expande a través de la turbina, la cual tiene una eficiencia isentrópica del 88 %, hasta 100 kPa. El aire caliente a la salida de la turbina entra a un recuperador de calor y finalmente sale a 400 K.

En el ciclo de vapor, el vapor entra a la turbina a 8 MPa y 400 °C, y se expande hasta la presión del condensador de 8 kPa. El agua de salida del condensador entra a la bomba como líquido saturado a la misma presión de vacío del condensador. Las eficiencias de la turbina y de la bomba del ciclo de vapor son 90 % y 80 %, respectivamente.

- a) determinar, el flujo másico de aire y de vapor, en kg/s, así como la potencia neta desarrollada por cada ciclo, en MW.



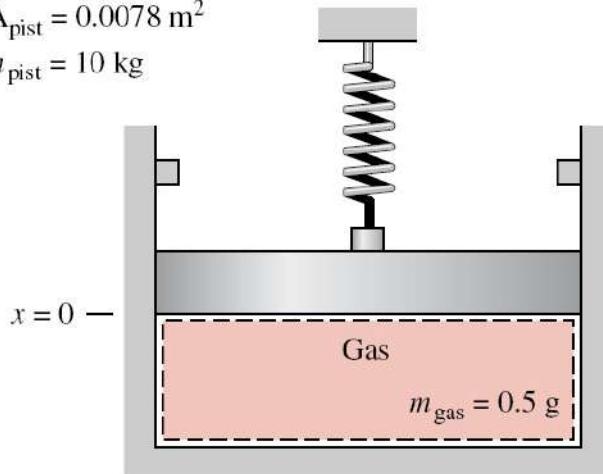
4. A gas contained within a piston–cylinder assembly is shown in figure, initially, the piston face is at $x = 0$ and the spring exerts no force on the piston. As a result of heat transfer, the gas expands, raising the piston until it hits the stops. At this point the piston face is located at $x = 0.06$ m, and

the heat transfer ceases. The force exerted by the spring on the piston as the gas expands varies linearly with x according to

$$F_{\text{spring}} = kx$$

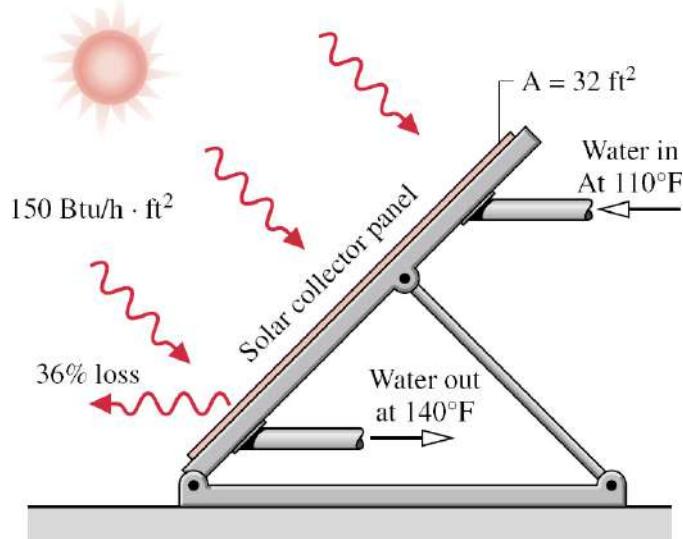
where $k = 9000 \text{ N/m}$. Friction between the piston and the cylinder wall can be neglected. The acceleration of gravity is $g = 9.81 \text{ m/s}^2$. Additional information is given on figure.

$$\begin{aligned} p_{\text{atm}} &= 1 \text{ bar} \\ A_{\text{pist}} &= 0.0078 \text{ m}^2 \\ m_{\text{pist}} &= 10 \text{ kg} \end{aligned}$$

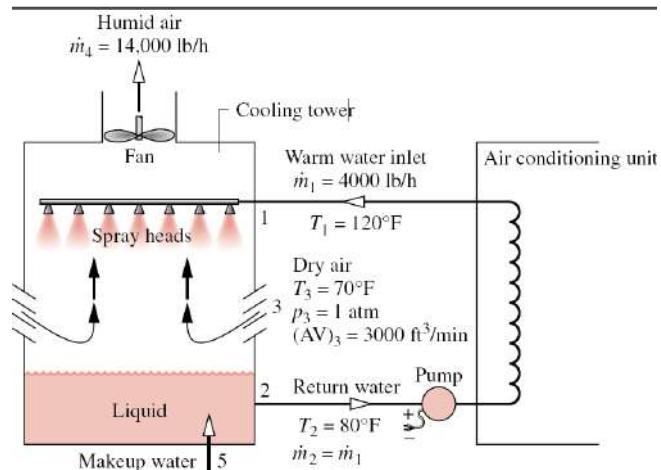


- a) What is the initial pressure of the gas, in kPa?
 - b) Determine the work done by the gas on the piston, in J.
 - c) If the specific internal energies of the gas at the initial and final states are 210 and 335 kJ/kg, respectively, calculate the heat transfer, in J.
5. The next Figure shows a solar collector panel with a surface area of 32 ft^2 . The panel receives energy from the sun at a rate of $150 \text{ Btu/h per ft}^2$ of collector surface. Thirty-six percent of the incoming energy is lost to the surroundings. The remainder is used to heat liquid water from 110 to 140°F . The water passes through the solar collector with a negligible pressure drop.

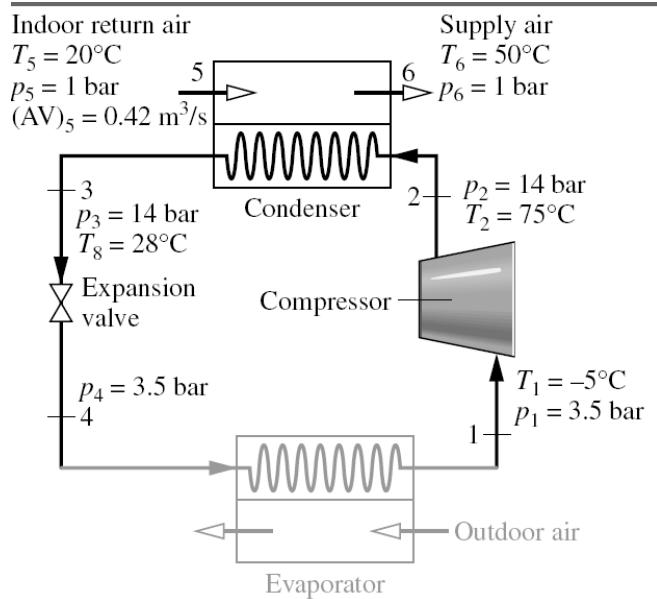
Neglecting kinetic and potential energy effects, determine at steady state the mass flow rate of water, in lb/min. How many gallons of water at 140°F can eight collectors provide in a 30 min time period?



6. The next Figure shows a cooling tower operating at steady state. Warm water from an air conditioning unit enters at 120°F with a mass flow rate of 4000 lb/h. Dry air enters the tower at 70°F, 1 atm with a volumetric flow rate of 3000 ft³/min. Because of evaporation within the tower, humid air exits at the top of the tower with a mass flow rate of 14,000 lb/h. Cooled liquid water is collected at the bottom of the tower for return to the air conditioning unit together with makeup water. Determine the mass flow rate of the makeup water, in lb/h.



7. Refrigerant 22 is compressed adiabatically, condensed by heat transfer to air passing through a heat exchanger, and then expanded through a throttling valve. Steady-state operating data are known. Determine the entropy production rates for control volumes enclosing the condenser, compressor, and expansion valve, respectively, and discuss the sources of irreversibility in these components. Sketch the T-s diagram of the cycle.



8.

An experimental domestic heat pump (Fig 3.9) takes in dry atmospheric air at 0.96 bar and 2°C and compresses it in an adiabatic compressor to 2 bar. The compressed air is then passed through a heat exchanger inside the house where it is cooled. At the exit from the heat exchanger the pressure and temperature of the air are 1.99 bar and 30°C, respectively. The air is then expanded in an adiabatic turbine to the atmospheric pressure and discharged back to the atmosphere. The temperature inside the house is 18°C. Assume air to be a perfect gas with $c_p = 1.00 \text{ kJ/kgK}$ and $\gamma = 1.4$ and take the isentropic efficiency of the compressor to be 0.80 and that of the turbine 0.85. Calculate:

- (a) The specific irreversibilities and the corresponding component efficiency defects for the sub-regions indicated in Fig 3.9.
- (b) The rational efficiency of the plant.

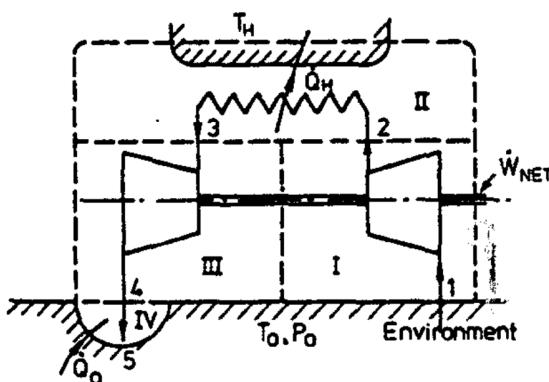


Fig 3.9 Open circuit, air heat pump.

9.

An adiabatic turbine (Fig 4.5(a)) is supplied with air at the rate of 0.033 kg/s at 3.5 bar and 303 K. The air expands in the turbine to a pressure of 1 bar and 238 K and is then discharged into the ambient air. The environmental temperature and pressure are 283 K and 1 bar respectively.

- Specify on a $T-s$ diagram ideal processes which, if used in the expansion of air, would produce maximum power output at given supply conditions. Hence, calculate the maximum power output.
- Calculate, as a fraction of the exergy of the air at the inlet to the turbine: shaft power; irreversibility rate within the turbine; external irreversibility rate due to mixing of the air discharged from the turbine with the ambient air.
- Calculate the isentropic efficiency and the rational efficiency of the expansion process inside the turbine. Take air to be perfect gas with $c_p = 1.00 \text{ kJ/kgK}$ and $\gamma = 1.4$.

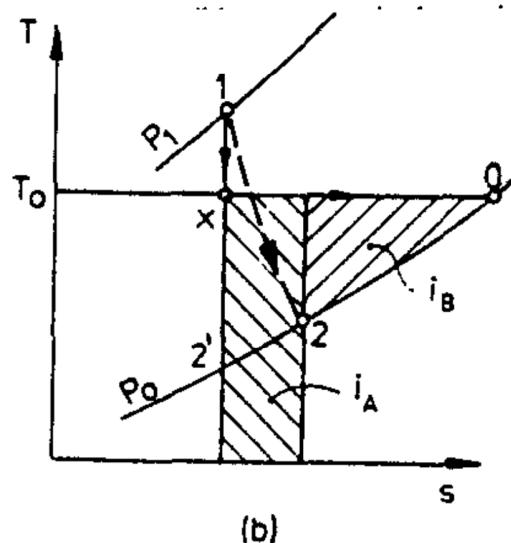
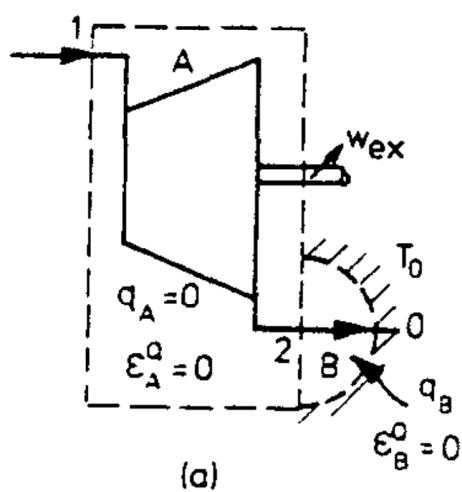


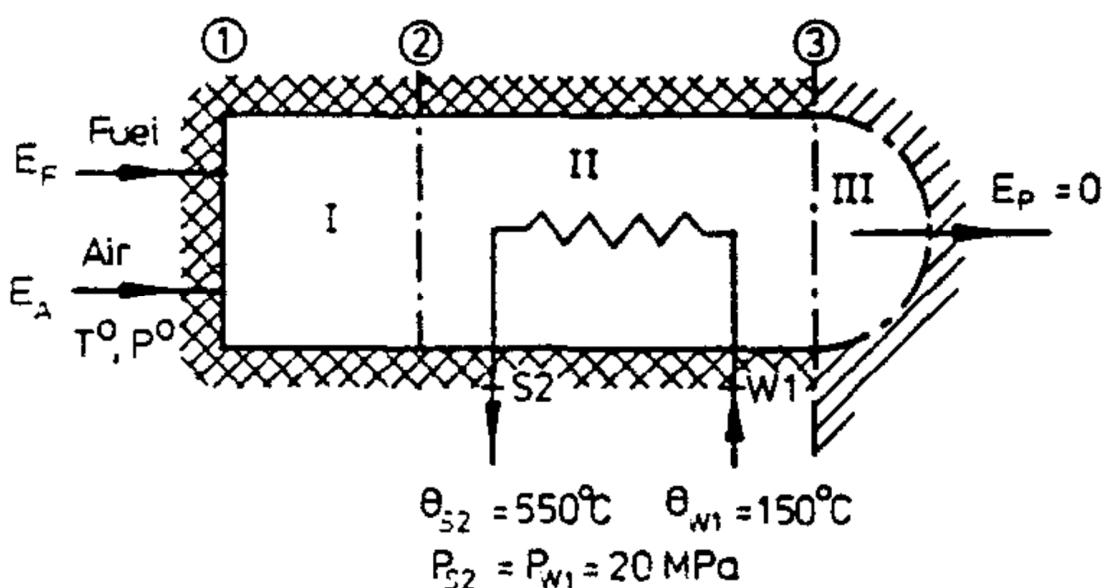
Fig 4.5 Irreversibilities associated with a pneumatic motor.

In a coal fired steam boiler (Fig 4.45) steam is generated at the constant pressure of 20 MPa. The coal used is anthracite of the composition specified in Example C.1. Both the fuel and the air are delivered at the standard pressure and temperature. Air excess of 30 per cent over the stoichiometric requirement is provided. Assuming no heat losses and no pressure losses calculate the irreversibilities per 100 kg of the fuel burned occurring in:

Sub-region I, corresponding to adiabatic combustion.

Sub-region II, corresponding to heat transfer to steam.

Sub-region III, region of mixing of the products of combustion with ambient air.



En el archivo adjunto encontrará el ejemplo C1 y el procedimiento para la determinación de la exergía química de combustibles industriales. También puede consultar el artículo anexo sobre la determinación de la exergía para sustancias de interés industrial.

266 Appendix B

Closed system—control mass analysis

Here:

$$\dot{m}_i = \dot{m}_e = 0 \quad (B.1)$$

Thus, (B.12) becomes:

$$\dot{W}_i + \dot{W}_{CSN} = -\left(\frac{d\Xi}{dt}\right)_{CR} + \sum_r \left(Q_r \frac{T_r - T_0}{T_0}\right) - I \quad (B.15)$$

Integrating with respect to time between the limits t_1 and t_2 and assuming $T_r = \text{const}$:

$$\dot{W}_i + \dot{W}_{CSN} = \Xi_1 - \Xi_2 + \sum_r \left(Q_r \frac{T_r - T_0}{T_r}\right) - I \quad (B.16)$$

Similarly, with (B.15), (B.14) becomes:

$$I = T_0 \dot{\Pi} = T_0 \left[\frac{dS_{CR}}{dt} - \sum_r \frac{Q_r}{T_r} \right] \quad (B.17)$$

Integrating, as before, the expression for irreversibility during the time interval from t_1 to t_2 is:

$$I = T_0 \dot{\Pi} = T_0 \left[(S_2 - S_1)_{CR} - \sum_r \frac{Q_r}{T_r} \right] \quad (B.18)$$

Open system, steady flow case—control region analysis

Here:

$$\sum_{IN} \dot{m}_i = \sum_{OUT} \dot{m}_e$$

$$\frac{dS_{CR}}{dt} = 0$$

$$\dot{W}_{CSN} = 0 \quad (B.20)$$

Hence, the steady-flow energy balance is:

$$\dot{W}_i = \sum_{IN} \dot{m}_i e_i - \sum_{OUT} \dot{m}_e e_e + \sum_r \left(Q_r \frac{T_r - T_0}{T_r}\right) - I \quad (B.21)$$

and the irreversibility rate is:

$$I = T_0 \dot{\Pi} = T_0 \left[\sum_{OUT} \dot{m}_e s_e - \sum_{IN} \dot{m}_i s_i - \sum_r \frac{Q_r}{T_r} \right] \quad (B.22)$$

Since most thermal plants operate under steady or quasi-steady conditions, (B.21) and (B.22) are particularly useful.

Appendix C Chemical exergy of industrial fuels

Provided the necessary data are available, the chemical exergy of a combustible substance can be obtained from:

$$\dot{\varepsilon}^0 = -\Delta \dot{R}^0 + T^0 \Delta \dot{s}^0 + \dot{R} T^0 \left(v_{O_2} \ln \frac{P_{O_2}^{00}}{P^0} - \sum_k v_{k} \ln \frac{P_k^{00}}{P^0} \right) \quad (C.1)$$

where the subscript k refers to the components of the products of combustion. This expression may be applied to the calculation of chemical exergy of gaseous fuels for which the chemical composition can be determined and the thermochemical data for the components can be obtained. Solid and liquid industrial fuels are solutions of numerous chemical compounds of, usually, unknown nature. This makes it difficult to determine the entropy of the reaction, $\Delta \dot{s}^0$, of these fuels with a reasonable degree of accuracy. Szargut and Styrylska^[C.1] assumed that the ratio of chemical exergy, $\dot{\varepsilon}^0$, to the net calorific value (ncv)⁰ for solid and liquid industrial fuels is the same as for pure chemical substances having the same ratios of constituent chemicals. This ratio is denoted by φ , ie:

$$\varphi = \frac{\dot{\varepsilon}^0}{(NCV)^0} \quad (C.2)$$

After computing values of φ for numerous pure organic substances, containing C, H, O, N and S, correlations expressing the dependence of φ on the atomic ratios H/C, O/C, N/C, and in some cases S/C were derived. It was assumed that the applicability of the expressions obtained can be extended to cover industrial fossil fuels.

Solid fuels

For dry organic substances contained in solid fossil fuels consisting of C, H, O and N with a mass ratio of oxygen to carbon less than 0.667, the following expression was obtained in terms of mass ratios.

$$\varphi_{dry} = 1.0437 + 0.1882 \frac{h}{c} + 0.0610 \frac{o}{c} + 0.0404 \frac{n}{c} \quad (C.3)$$

where c , h , o and n are the mass fractions of C, H, O and N, respectively. Within the restriction regarding the upper limit of o/c , (C.3) is applicable to a wide range of industrial solid fuels but not to wood. The accuracy of the expression is estimated to be better than $\pm 1\%$.

54 - años Impulsando el Desarrollo de la Ingeniería Mecánica. 1965-2019
18- años del Posgrado Generando Investigación Científica y Desarrollo Tecnológico en Ingeniería
Mecánica 2001-2019



TEMARIO PARA EVALUACIÓN DE LA MATERIA DE FENÓMENOS DE TRANSPORTE PARA EL INGRESO AL PROGRAMA DE DOCTORADO EN CIENCIAS EN INGENIERÍA MECÁNICA

CONTENIDO:

1. Balance de momentum (método de envolvente) y distribución de velocidad

- Balance de momentum (método de envolvente) y condiciones de frontera
- Flujo de una película en descenso
- Flujo a través de un tubo circular
- Función de corriente y aplicación en solución de problemas

2. Ecuaciones de cambio para sistemas isotérmicos

- Ecuación de continuidad
- Ecuación de movimiento
- Ecuación de la energía mecánica
- Flujo estable en un tubo circular largo
- Película en descenso con velocidad variable
- Operación de un viscosímetro de Couette

3. Distribución de velocidad con más de una variable independiente

- Flujo de fluidos Newtonianos con dependencia temporal
- Problemas de flujo usando función de corriente

4. Conductividad térmica y mecanismo de transporte de energía

- Ley de Fourier
- Conductividad térmica en paredes compuestas
- Transporte de energía convectivo

5. Balance de energía (método de envolvente) y distribución de temperatura en sólidos y flujo laminar

- Balance de energía (método de envolvente) y condiciones de frontera
- Conducción de calor con una fuente eléctrica
- Conducción de calor con una fuente viscosa
- Conducción de calor en paredes compuestas
- Convección libre y forzada

6. Ecuaciones de cambio para sistemas no isotérmicos

- La ecuación de la energía
- Formas especiales de la ecuación de la energía

*54 - años Impulsando el Desarrollo de la Ingeniería Mecánica. 1965-2019
18- años del Posgrado Generando Investigación Científica y Desarrollo Tecnológico en Ingeniería
Mecánica 2001-2019*

Transferencia de calor en flujo laminar en un tubo circular

BIBLIOGRAFIA

TRANSPORT PHENOMENA, 2nd EDITION
BYRON BIRD R., STEWART W.E., LIGHFOOT E.N.
JOHN WILEY & SONS.

Temario propuesto por: Dr. Carlos Rubio Maya

54 - años Impulsando el Desarrollo de la Ingeniería Mecánica. 1965-2019
18- años del Posgrado Generando Investigación Científica y Desarrollo Tecnológico en Ingeniería
Mecánica 2001-2019



TEMARIO PARA LA EVALUACIÓN DE LA MATERIA DE MATEMÁTICAS AVANZADAS PARA INGRESO AL DOCTORADO EN CIENCIAS EN INGENIERÍA MECÁNICA

CONTENIDO

TEMA 1. CÁLCULO VECTORIAL

- 1.1 Funciones escalares y vectoriales
- 1.2 Derivadas parciales
- 1.3 Gradiente y derivada direccional de una función escalar
- 1.4 Divergencia y Rotacional de una función vectorial.

TEMA 2. ECUACIONES DIFERENCIALES ORDINARIAS

- 2.1 Ecuaciones diferenciales ordinarias de primer orden por separación de variables
- 2.2 Ecuaciones diferenciales lineales con factor de integración
- 2.3 Ecuaciones diferenciales de Bernoulli
- 2.4 Ecuaciones diferenciales exactas
- 2.5 Ecuaciones diferenciales de segundo orden lineales homogéneas con coeficientes constantes.

TEMA 3. ECUACIONES DIFERENCIALES PARCIALES

- 3.1 Tipos de Ecuaciones Diferenciales Parciales
- 3.2 Problemas de valores en la frontera y condiciones iniciales en una Ecuación Diferencial Parcial.
- 3.3 Ecuaciones Diferenciales Parciales separables.
- 3.4 Solución por Series de Fourier para Ecuaciones Diferenciales Parciales.

TEMA 4. TRANSFORMADAS DE LAPLACE

- 4.1 Cálculo de Transformadas de Laplace
- 4.2 Transformadas Inversa de Laplace
- 4.3 Transformadas de Laplace para derivadas e integrales
- 4.4 Solución de una ecuación diferencial empleando Transformada de Laplace

TEMA 5. TRANSFORMADAS DE FOURIER

- 5.1 Integrales de Fourier
- 5.2 Transformadas de Fourier
- 5.2 Transformada Inversa de Fourier
- 5.3 Transformadas de Fourier para derivadas

*54 - años Impulsando el Desarrollo de la Ingeniería Mecánica. 1965-2019
18- años del Posgrado Generando Investigación Científica y Desarrollo Tecnológico en Ingeniería
Mecánica 2001-2019*

BIBLIOGRAFÍA

Ecuaciones Diferenciales con aplicaciones de modelado. Dennis G. Zill. Editorial CENGAGE Learning.

Matemáticas Avanzadas para Ingeniería. Dennis G. Zill & Warren S. Wright. Editorial Mc Graw Hill.

Matemáticas Avanzadas para Ingeniería. Erwing Kreyszig. Editorial Limusa Wiley.
Matemáticas Avanzadas para Ingeniería. Peter V. O'Neil. Editorial CECSA.

Temario propuesto por:

Dra. Laura Alicia Ibarra Bracamontes