



UNIVERSIDAD MICHOACANA DE SAN  
NICOLÁS DE HIDALGO

---

---

DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO  
MAESTRÍA EN CIENCIAS EN INGENIERÍA  
MECÁNICA

**COMPARACIÓN DEL DESEMPEÑO DE UNA TURBINA DE GAS  
UTILIZANDO BIOGÁS Y UN COMBUSTIBLE CONVENCIONAL**

## **TESIS**

QUE PARA OBTENER EL GRADO DE:

**MAESTRO EN CIENCIAS EN INGENIERÍA MECÁNICA**

PRESENTA:

ALFONSO PÁEZ SÁNCHEZ

DIRECTOR:

DR. EN CIENCIAS EN INGENIERÍA MECÁNICA J. JESÚS PACHECO IBARRA

COASESOR:

DR. EN RECURSOS RENOVABLES Y EFICIENCIA ENERGÉTICA CARLOS RUBIO M.

MORELIA, MICH. MAYO DEL 2014



# Resumen

En el presente trabajo se realizó un análisis termodinámico y exergético de la cámara de combustión de una pequeña turbina de gas, visualizándola de forma aislada del ciclo termodinámico, de tal forma que se pudieran observar las variables que más influyen en el comportamiento de la misma, utilizando mezclas de biogás y gas natural. Del mismo modo se realizó un análisis termodinámico, exergético y termoeconómico, de un ciclo regenerativo de una pequeña turbina de gas con cogeneración, para observar la variación de las eficiencias de ciclo así como la variación de los costos de generación y la destrucción de exergía para cada mezcla de combustible (biogás-gas natural), esperando encontrar comportamientos favorables que justifique la utilización de biogás en el ciclo descrito.

**Palabras clave:** Turbina de Gas, Biogás, Desempeño, Exergía



# Abstract

In this paper a thermodynamic and exergy analysis of the combustion chamber of a small gas turbine, displaying it in isolation from the thermodynamic cycle was made, so that it could be observe the variables that influence the behavior of the chamber, using mixtures of natural gas and biogas. Similarly a thermodynamic, exergy and thermoeconomic analysis of a regenerative cycle of a small gas turbine cogeneration, was performed, to observe the variation of cycle efficiencies as well as variation of generation costs and irreversibility of each fuel mixture (biogas-gas natural), hoping to find favorable behavior to justify the use of biogas in the cycle described.

**Key words:** Gas Turbine, Biogás, Performance, Exergy



# Índice general

<b>Resumen</b>	<b>III</b>
<b>Abstract</b>	<b>V</b>
<b>Índice general</b>	<b>VIII</b>
<b>Índice de figuras</b>	<b>X</b>
<b>Índice de tablas</b>	<b>XII</b>
Nomenclatura . . . . .	XIII
<b>Nomenclatura</b>	<b>XIV</b>
<b>1. Introducción</b>	<b>1</b>
1.1. Situación actual: demanda energética . . . . .	1
1.1.1. Contexto mundial . . . . .	1
1.1.2. Situación en México . . . . .	4
1.1.2.1. Consumo de energía per cápita . . . . .	4
1.1.2.2. Producción de energía primaria . . . . .	5
1.2. Uso de fuentes renovables . . . . .	7
1.3. Energía por medio de biogás . . . . .	9
1.3.1. Bioquímica y microbiología de la digestión anaerobia. . . . .	10
1.3.2. Producción de electricidad . . . . .	10
1.3.3. Producción de biogás y electricidad en el mundo . . . . .	11
1.4. Potencial de biogás en México . . . . .	12
1.4.1. Biogás proveniente de rellenos sanitarios . . . . .	16
1.4.2. Biogás proveniente de residuos ganaderos . . . . .	16
1.4.3. Biogás proveniente de aguas residuales . . . . .	17

1.5. Definición del problema y justificación . . . . .	17
1.6. Antecedentes . . . . .	20
1.7. Objetivos . . . . .	26
1.7.1. Objetivo general . . . . .	26
1.7.2. Objetivos específicos . . . . .	26
1.8. Hipótesis . . . . .	27
<b>2. Energía por medio de biogás</b>	<b>29</b>
2.1. Características del biogás . . . . .	29
2.1.1. Sustratos . . . . .	29
2.1.2. Nutrientes . . . . .	30
2.1.3. Rendimiento de biogás a partir de sustratos diversos . . . . .	30
2.1.4. Bioquímica y microbiología de la digestión anaerobia . . . . .	31
2.1.4.1. Hidrólisis . . . . .	31
2.1.4.2. Acidogénesis y acetogénesis . . . . .	33
2.1.4.3. Metanogénesis . . . . .	33
2.1.4.4. Influencia de la temperatura sobre aspectos bioquímicos durante el proceso de biodigestión . . . . .	34
2.1.5. Poder calorífico y calidad del biogás como combustible . . . . .	35
2.1.6. Depuración del biogás . . . . .	37
2.2. Turbinas de gas . . . . .	38
2.2.1. Clasificación de las turbinas de gas . . . . .	41
2.2.1.1. Turbinas de marco o trabajo pesado (heavy duty) . . . . .	41
2.2.1.2. Turbinas de gas aero-derivativas de aeronaves . . . . .	43
2.2.1.3. Pequeñas turbinas de gas . . . . .	44
2.2.1.4. Micro turbinas de gas . . . . .	46
2.2.2. Producción de electricidad con biogás utilizando una turbina de gas . . . . .	47
2.2.3. Ciclo termodinámico de turbina de gas . . . . .	48
2.2.3.1. Ciclo Brayton estándar . . . . .	48
2.3. Esquema propuesto de planta de biogás . . . . .	49
<b>3. Integración y modelado termodinámico</b>	<b>53</b>
3.1. Datos de partida y suposiciones generales . . . . .	53
3.1.1. Ambiente estable de referencia (AER) . . . . .	55
3.2. Dimensiones de la planta de turbina de gas . . . . .	56

3.3. Modelos termodinámicos . . . . .	58
3.3.1. Modelo de cámara de combustión . . . . .	58
3.3.1.1. Estequiometría . . . . .	59
3.3.1.2. Entalpía de combustión . . . . .	60
3.3.1.3. Temperatura adiabática de flama . . . . .	61
3.3.1.4. Calor de aporte . . . . .	62
3.3.1.5. Flujo másico de combustible . . . . .	62
3.3.1.6. Relación aire-combustible . . . . .	63
3.3.2. Modelo del ciclo de turbina de gas . . . . .	63
3.3.2.1. Compresor . . . . .	64
3.3.2.2. Turbina de gas . . . . .	64
3.3.2.3. Regenerador . . . . .	65
3.3.2.4. Calentador de cogeneración . . . . .	67
3.3.2.5. Compresor de combustible . . . . .	67
3.3.3. Modelo exergético . . . . .	68
3.3.3.1. Exergía de flujo . . . . .	68
3.3.3.2. Mezcla de gases ideales . . . . .	69
3.3.3.3. Exergía química . . . . .	69
3.3.4. Balance exergético del ciclo . . . . .	70
<b>4. Evaluación de costos y análisis termoeconómico</b>	<b>73</b>
4.1. Análisis económico . . . . .	73
4.1.1. Costos de equipos . . . . .	74
4.1.2. Costo de combustible y producto final . . . . .	75
4.1.3. Método de ingreso total requerido ( <i>revenue requirement method</i> ) . . . . .	76
4.1.3.1. Estimación del costo total de inversión . . . . .	76
4.1.3.2. Costos de operación, mantenimiento y combustible . . . . .	82
4.1.3.3. Cálculo de los requerimientos de ingreso . . . . .	84
4.2. Análisis termoeconómico . . . . .	89
4.2.1. El proceso de formación de los costos . . . . .	89
4.2.2. Eficiencia, costos y termoeconomía . . . . .	90
4.2.3. Representación matemática de un sistema térmico . . . . .	91
4.2.4. Fuel-producto y eficiencia exergética . . . . .	92
4.2.5. Estructura física y estructura productiva . . . . .	94
4.2.6. Reglas de asignación de costos exergéticos . . . . .	95

---

4.2.7. Determinación de los costos exergéticos . . . . .	97
4.3. Cálculo de costos monetarios . . . . .	99
<b>5. Resultados y conclusiones</b>	<b>103</b>
5.1. Modelo de la cámara de combustión . . . . .	103
5.2. Modelo termodinámico completo . . . . .	105
5.3. Modelo económico . . . . .	113
5.4. Modelo termoeconómico . . . . .	117
5.4.1. Costos exergéticos . . . . .	117
5.4.2. Costos monetarios . . . . .	119
5.5. Conclusiones y perspectivas . . . . .	123
<b>Bibliografía</b>	<b>124</b>
<b>A. Datos de turbina</b>	<b>133</b>

# Índice de figuras

1.1. Porcentaje de las fuentes de energía en la demanda primaria mundial en los diferentes escenarios [WEO 2010]. . . . .	3
1.2. Consumo de energía per cápita (GJ por habitante) [BNE 2011]. . . . .	5
1.3. Estructura de la producción de energía primaria, 2011, 9,190.76 PJ [BNE 2011].	6
1.4. Planta de biogás con cogeneración [GENERA4]. . . . .	11
1.5. Generación de residuos sólidos urbanos por tipo de residuo, 2000 a 2010. Fuente: SNIARN [SENER ER]. . . . .	15
1.6. Tratamiento de aguas residuales municipales. Agua residual colectada ( $m^3/s$ ) [SENER ER]. . . . .	18
1.7. Mapa de desempeño de una turbina de gas de ciclo simple [Meherwan]. . . .	18
2.1. Tasa de crecimiento de bacterias [CIATEC]. . . . .	35
2.2. Mapa de desempeño de una turbina regenerativa [Meherwan]. . . . .	40
2.3. Turbina de gas tipo marco con combustores cilindro-anulares (cortesía de GE Power Systems) . . . . .	42
2.4. Tubina de gas tipo marco con combustor tipo silo, (Cortesía de Siemens Power Generation). . . . .	43
2.5. Turbina de gas aero-derivativa [Meherwan]. . . . .	44
2.6. Pequeña turbina de gas de flujo radial mostrando el rotor de la turbina [Meherwan].	45
2.7. Esquema de una micro-turbina de gas compacta (Cortesía de Capstone Corporation). . . . .	46
2.8. Turbina de gas con proceso de recuperación de calor en una turbina de vapor corriente abajo en el ciclo[Deublein et al]. . . . .	48
2.9. Ciclo Brayton Estándar . . . . .	50
2.10. Diagrama de proceso planta propuesta . . . . .	51
3.1. Esquema de turbina de gas Capstone . . . . .	58

---

4.1. Estructura productiva del sistema analizado. . . . .	95
5.1. Temperatura adiabática de llama $T_{out}$ . . . . .	103
5.2. Variación del poder calorífico inferior (PCI) con el porcentaje de metano . . .	104
5.3. Exergía de flujo de los gases de combustión . . . . .	105
5.4. Trabajo y Relación aire-combustible . . . . .	107
5.5. Temperatura de los gases de escape del combustor y calor de aporte . . . . .	108
5.6. Eficiencias de ciclo y de cogeneración . . . . .	109
5.7. Flujos másicos importantes . . . . .	110
5.8. Destrucción de exergía en los equipos . . . . .	111
5.9. Costos de equipos . . . . .	116
5.10. Costos exergéticos y exergéticos unitarios . . . . .	118
5.11. Costos monetarios unitarios de los flujos . . . . .	122

# Índice de tablas

1.	Nomenclatura . . . . .	XV
1.1.	La demanda mundial de energía primaria por combustible y escenario (Mtoe) [WEO 2010]. . . . .	3
1.2.	Producción de energía primaria (Petajoules) [BNE 2011]. . . . .	6
1.3.	Demanda primaria total de energía renovable por región y escenario (Mtep) [WEO 2012]. . . . .	8
1.4.	Uso mundial de energía renovable, por tipo y escenario [WEO 2012]. . . . .	9
1.5.	Producción primaria de energía de biogás en la Unión Europea en 2010 y 2011 * (en ktep) [EurObserver]. . . . .	13
1.6.	Producción bruta de electricidad a partir de biogás en la Unión Europea en 2010 y 2011 * (en GWh) [EurObserver]. . . . .	14
1.7.	Potencial de aprovechamiento de biogás proveniente de rellenos sanitarios [SENER ER]. . . . .	16
1.8.	Potencial de generación eléctrica por biogás por ganado porcino en el territorio nacional [SENER ER]. . . . .	17
2.1.	Característica de diversos sustratos y la ganancia de biogás de su digestión. . . . .	32
2.2.	Comparación de parámetros técnicos entre el gas natural y el Biogás [Wever et al]. . . . .	36
2.3.	Descripción de flujos . . . . .	50
3.1.	Composición típica del gas natural . . . . .	53
3.2.	Composición típica del biogás . . . . .	54
3.3.	Tabla de Eficiencias de los equipos del sistema [A. Bejan et al, G. Tsatsaronis et al] . . . . .	54
3.4.	Composición del aire . . . . .	55
3.5.	Desempeño eléctrico de la planta . . . . .	57
3.6.	Características de combustible/motor . . . . .	57

3.7. Características de los gases de escape . . . . .	57
3.8. Datos de las reacciones de equilibrio químico con el AER, extracto de la tabla en la referencia [Lozano y Valero 1986]. . . . .	70
4.1. Fuel, Producto, Pérdidas . . . . .	94
5.1. Tabla de parámetros de entrada del modelo termodinámico . . . . .	106
5.2. Resultados principales del modelo termodinámico . . . . .	106
5.3. Valores característicos para el ciclo utilizando sólo biogás ( $X_{BioG} = 1$ ) . . . .	110
5.4. Valores característicos para el ciclo utilizando sólo gas natural ( $X_{BioG} = 0$ ) .	111
5.5. Destrucción de exergía en los equipos del sistema ( $kW$ ) . . . . .	112
5.6. Porcentajes de metano, dióxido de carbono y ácido sulfhídrico en el combustible, y porcentaje de agua en los gases de combustión y flujo másico de agua en los gases. . . . .	112
5.7. Datos de entrada modelo termoeconómico . . . . .	114
5.8. Costos de los equipos y PEC . . . . .	115
5.9. Análisis año a año de los ingresos requeridos $TRR_i$ ( $USD$ ) . . . . .	117
5.10. Costos exergéticos y exergéticos unitarios . . . . .	118
5.11. Costos exergéticos unitarios principales ( $kW/kW$ ) . . . . .	119
5.12. Tasa de costos financieros de los equipos principales ( $USD/hr$ ) . . . . .	120
5.13. Costos unitarios (1) ( $USD/kJ$ ) . . . . .	120
5.14. Tasa de costos por operación y mantenimiento de los equipos principales ( $USD/hr$ ) . . . . .	121
5.15. Costos unitarios (2) ( $USD/kJ$ ) . . . . .	121
5.16. Costos de la electricidad y el calor de cogeneración ( $MX/kWh$ ) . . . . .	122

# Nomenclatura

AFUDC	Allowance for funds used during construction
BL	Book life
AGV	Ácidos grasos volátiles
bdp	Barriles de petróleo diarios
BNE	Balance nacional de energía
OCDE	Organización de cooperación y desarrollo económico
PIB	Producto interno bruto
CELF	Cost-escalation levelization factor
CHP	Convined Heat and Power
CICP	Construction including contractor's profit
CONT	Contingencies
CRF	Cost recovery factor
CSAW	Civil, structural and arquitectonic works
DC	Direct costs
EAS	Engineering and supervision
EEM	Electrical equipament and materials
FCI	Fixed capital investment

---

IAC	Instrumentation and controls
IC	Indirect costs
LRD	Licensing research and development
Mbpe	Millones de barriles de petroleo equivalentes
Mtep	Millones de toneladas equivalentes de petróleo
Mw	Molar weight
OFSC	Off site cost
ONSC	On site cost
OOC	Other outlays cost
PCI	Poder Calorífico Inferior
PCS	Poder calorífico superior
PEC	Purchase equipament cost
PEI	Purchase equipament installation
Pel	Potencia eléctrica
PFI	Plant facilities investment
PIP	Piping
SF	Service facilities
SUC	Start up cost
TIF	Tipo inspección federal
WC	Working capital

Tabla 1: Nomenclatura

Símbolo	Significado	Unidades	Subíndice/ Superíndice	Significado
$a, b, c, d, e, f$	Constantes de balance químicas	$Adm$	$air$	Ref. al aire
$B, b$	Exergía de flujo	$kW$	$BioG$	Ref. al biogás
$B^*$	Costo exegético	$kW$	$comb$	Ref. al combustible
$Cp, \bar{C}p$	Capacidad calorífica	$kJ/kg \cdot K$	$comp$	Ref. al compresor
$C$	producto de $Cp * \dot{m}$	$kW/K$	$cogen, cog$	Ref. calentador de cogeneración
$\Delta$	Cambio	$Adim$	$cc$	Ref. compresor de combustible
$\varepsilon$	Eficiencia exergética	$Adim$	$e$	Entrada
$\eta$	Eficiencia energética	$Adim$	$f$	De formación
$h, \bar{h}$	Entalpía	$kJ/kg, kmol$	$gases$	Ref. a los gases de combustión
$k^*$	Costo exergético unitario	$Adim$	$GasN$	Ref. al gas natural
$\kappa$	Consumo exergético de recursos	$Adim$	$ge$	Ref. al generador eléctrico
$kW, kWt, kW_e$	Kilo vatios, térmicos y eléctricos	$kW$	$(g)$	Estado gaseoso
$L$	Pérdidas	$\$$	$id$	Se refiere a un gas ideal
$\dot{m}$	Flujo másico	$kg/s$	$j$	Especie
$M$	Masa molar	$kg/kmol$	$0$	Estado de referencia
$Nm^3$	Metros cúbicos normalizados	$m^3$	$0$	Estado de referencia exergía
$\dot{n}$	Flujo molar	$kmol/s$	$P$	Productos
$p$	presión	$kpa$	$R$	Reactivos
$P$	Productos	$\$$	$reg$	Ref. al regenerador
$Pot$	Potencia	$kW$	$s$	Salida
$Q, \dot{Q}$	Calor	$kJ, kW$	$turb$	Ref. a la turbina
$R, \bar{R}$	Recursos, constante de los gases ideales	$\$, \frac{kJ}{kmol \cdot K}$		
$R_{AC}$	Relación aire combustible	$Adim$		
$s, \bar{s}$	Entropía	$\frac{kJ}{kmol \cdot K}$		
$T$	Temperatura	$K, ^\circ C$		
$W, \dot{W}$	Trabajo	$kJ, kW$		
$X$	Fracción molar	$Adim$		



# Capítulo 1

## Introducción

### 1.1. Situación actual: demanda energética

Recientemente se ha dado una búsqueda exhaustiva de nuevas fuentes de energía, debido a la gran demanda energética que tiene la sociedad en nuestros días, pero principalmente a la crisis de disponibilidad de los productos derivados del petróleo para la producción de electricidad, situación que solamente se agudizará con el paso del tiempo. Por esto, la utilización de energías renovables y la aplicación de tecnologías con alta eficiencia, son de gran importancia para el diseño de sistemas de energía sustentable a largo plazo.

#### 1.1.1. Contexto mundial

Teniendo en cuenta todos los nuevos desarrollos y políticas, el mundo está fracasando en conducir el sistema energético mundial por una senda más sostenible. En el escenario de nuevas políticas (el escenario central), la demanda mundial de energía crece más de un tercio en el periodo 2012-2035; China, la India y Oriente Medio representan el 60 % de dicho aumento. La demanda de energía apenas aumenta en los países de la OCDE, aunque se observa un marcado alejamiento del petróleo y del carbón (y, en algunos países, de la energía nuclear), en beneficio del gas natural y las energías renovables. Pese al crecimiento de las fuentes de energía de baja emisión de carbono, los combustibles fósiles siguen siendo predominantes en el mix energético mundial<sup>1</sup>, apoyados por subvenciones que alcanzaron un valor de 523 000 millones USD en 2011, lo que supone un aumento de casi el 30 % respecto a

---

<sup>1</sup>El mix energético actual en las economías desarrolladas está fundamentalmente basado en el petróleo y el gas, es decir, fuentes de energía caras y no renovables y sólo una parte menor del mix contiene energías renovables.

2010 y una cantidad seis veces mayor a las subvenciones de las energías renovables. La subida de los precios del petróleo ha motivado el monto de las subvenciones a los combustibles fósiles, que siguen estando mayoritariamente en vigor en Oriente Medio y el Norte de África, donde parece haberse perdido el impulso para su reforma. Las emisiones en el escenario de nuevas políticas corresponden con un aumento de la temperatura media global a largo plazo de 3.6 °C [WEO 2012 R].

El incremento del consumo de petróleo en las economías emergentes, particularmente el destinado al transporte, en China, la India y Medio Oriente, sobrepasa la reducción de la demanda en la OCDE, lo que empuja al alza el consumo de petróleo en el Escenario de Nuevas Políticas. La demanda de petróleo alcanzará 99,7 millones de barriles diarios de petróleo (bdp) en 2035, partiendo de una demanda de 87,4 millones bdp en 2011, y el precio medio AIE (Agencia Internacional de la Energía) para el crudo importado en esa misma fecha rondará los 125 USD/barril (en USD de 2011) (más de 215 USD/barril en términos nominales). El sector del transporte ya supone más de la mitad del consumo mundial de petróleo, y esta proporción no hará sino incrementarse: el número de automóviles se duplicará y alcanzará los 1 700 millones, y la demanda de transporte de mercancías por carretera aumentará rápidamente. Este último medio de transporte es responsable de cerca del 40 % del aumento de la demanda mundial de petróleo: el consumo de petróleo en combustible para vehículos pesados (principalmente diésel) se intensifica mucho más rápidamente que para los automóviles, en parte porque las normativas de ahorro de combustible no son tan comúnmente aplicadas a vehículos pesados [WEO 2012 R].

La agencia internacional de energía en el WEO-2010 (World Energy Outlook – 2010) presenta proyecciones detalladas para tres escenarios: escenario de nuevas políticas, el escenario de políticas actuales y un escenario de 450 (Tabla 1.1 y Figura 1.1). Los escenarios difieren con respecto a lo que se asume sobre futuras políticas gubernamentales relacionadas con el sector energético. Hay mucha incertidumbre sobre lo que los gobiernos van a hacer realmente durante el próximo cuarto de siglo, pero es muy probable que sigan para intervenir en los mercados energéticos. De hecho, muchos países han anunciado objetivos formales, pero es muy difícil predecir con algún grado de certeza cuáles son las políticas y las medidas que en realidad se introducirán o el éxito que será. Los compromisos y objetivos, sin duda, van a cambiar en el curso de los próximos años [WEO 2010].

Dadas estas incertidumbres, se presentan proyecciones para un *Escenario de Política Actual* como punto de referencia en el que se tienen en cuenta sólo las políticas ya adoptadas y aplicadas formalmente. Además, se presentan proyecciones para un *Escenario de Nuevas Políticas*, que supone la introducción de nuevas medidas (pero de manera relativamente pru-

Tabla 1.1: La demanda mundial de energía primaria por combustible y escenario (Mtoe) [WEO 2010].

	1980	2008	New Policies Scenario		Current Policies Scenario		450 Scenario	
			2020	2035	2020	2035	2020	2035
Coal	1 792	3 315	3 966	3 934	4 307	5 281	3 743	2 496
Oil	3 107	4 059	4 346	4 662	4 443	5 026	4 175	3 816
Gas	1 234	2 596	3 132	3 748	3 166	4 039	2 960	2 985
Nuclear	186	712	968	1 273	915	1 081	1 003	1 676
Hydro	148	276	376	476	364	439	383	519
Biomass and waste*	749	1 225	1 501	1 957	1 461	1 715	1 539	2 316
Other renewables	12	89	268	699	239	468	325	1 112
<b>Total</b>	<b>7 229</b>	<b>12 271</b>	<b>14 556</b>	<b>16 748</b>	<b>14 896</b>	<b>18 048</b>	<b>14 127</b>	<b>14 920</b>

\* Incluye los usos tradicionales y modernos.

dente) para poner en práctica los compromisos políticos generales que ya han sido anunciadas, incluyendo los compromisos nacionales para reducir las emisiones de gases de efecto invernadero y, en algunos países, los planes para eliminar gradualmente los subsidios a la energías fósiles.

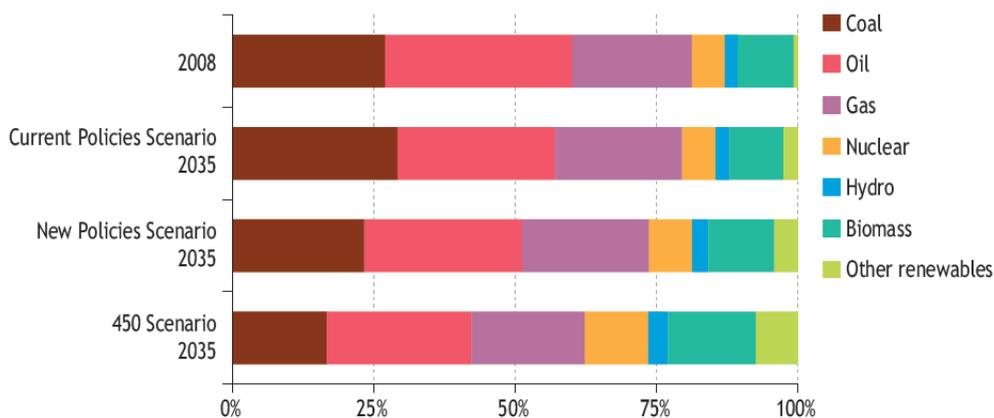


Figura 1.1: Porcentaje de las fuentes de energía en la demanda primaria mundial en los diferentes escenarios [WEO 2010].

Se centra en esta perspectiva en los resultados de este *Escenario de Nuevas Políticas*, mientras que también se refiere a los resultados en los otros escenarios, con el fin de proporcionar una visión de los logros y limitaciones de las importantes novedades que han tenido lugar en la política energética internacional sobre el clima y sobre el año pasado.

El *Escenario 450*, que fue presentado por primera vez en detalle en el WEO-2008 y para el

cual las proyecciones actualizadas se presentan aquí, establece una vía de energía compatible con el objetivo de limitar el aumento global de la temperatura media a 2 °C, lo que requeriría que la concentración de gases de efecto invernadero emitidos a la atmósfera debe limitarse a alrededor de 450 partes por millón de dióxido de carbono equivalente (ppm CO<sub>2</sub>-eq). Su trayectoria hasta el 2020 es algo mayor que en WEO-2009, que se inició a partir de una línea de base inferior y supone la acción política más fuerte antes de 2020. La disminución de las emisiones es por ende más rápido después de 2020 [WEO 2010].

### 1.1.2. Situación en México

En el balance Nacional de Energía 2011 (BNE 2011) se presentan los indicadores que permiten evaluar el desempeño del sector energético durante 2011, así como realizar un análisis comparativo con lo observado en años previos. En el BNE presenta que la intensidad energética durante 2011 fue 0.1 % mayor que la de 2010. Dicho indicador, muestra la cantidad de energía que se requiere para producir un peso de Producto Interno Bruto (PIB Calculado a precios de 2003), el cual se ubicó en 913.5 kilo joules (kJ) por peso producido. Lo anterior se debió a una serie de factores como: un menor crecimiento del PIB en comparación al del consumo de energía, resultado de mayor consumo en los procesos de transformación de energía, así como por un incremento en los usuarios del servicio público de energía eléctrica. El consumo de energía per cápita en 2011 fue 3.3 % mayor al de 2010. Cada habitante en el territorio nacional consumió en promedio 76.9 Giga joules o 12.1 barriles de petróleo por habitante durante todo el año. El incremento en este indicador se debió al mayor crecimiento del consumo energético en comparación con el de la población. En 2011 la producción de energía primaria disminuyó 0.7 % respecto a 2010 y totalizó 9,190.76 PJ. Este comportamiento se debió principalmente a la menor producción de crudo, la cual pasó de 6,008.64 PJ en 2010 a 5,933.53 PJ en 2011. No obstante, los hidrocarburos continúan siendo la principal fuente de energía primaria en el país, con una aportación de 88.7 %. Por su parte, la producción primaria de fuentes no fósiles incrementó 6.1 % respecto a 2010 [BNE 2011].

#### 1.1.2.1. Consumo de energía per cápita

El consumo de energía per cápita fue 76.9 GJ por habitante en 2011, 3.3 % mayor que 2010. En dicho año, la población mexicana pasó de 108.4 a 109.2 millones de habitantes, lo que representó un crecimiento de 0.8 %. Por su parte, el consumo nacional de energía creció 4.1 %. Como ya se mencionó, este crecimiento se debió, entre otras causas, a un mayor consumo en transformación y a la incorporación de nuevos usuarios al Sistema Eléctrico Nacional.

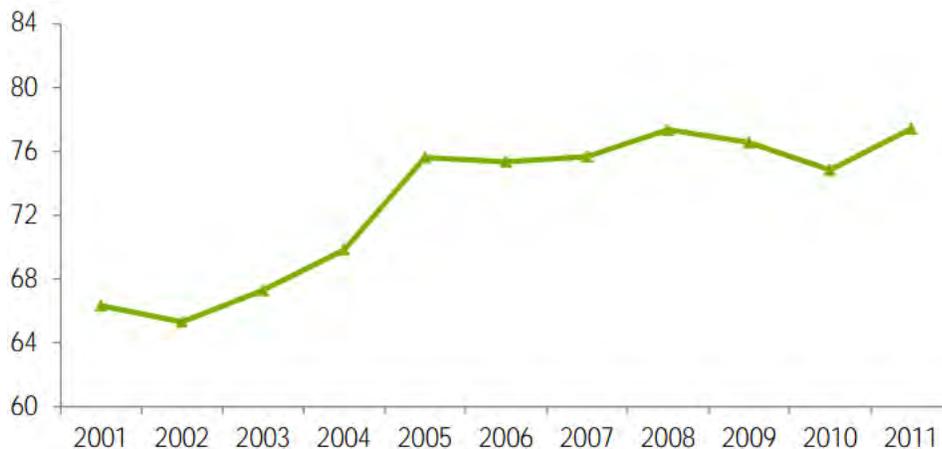


Figura 1.2: Consumo de energía per cápita (GJ por habitante) [BNE 2011].

De 2001 a 2011, el consumo de energía per cápita creció 2.5 % promedio anual (Figura 1.2) [BNE 2011].

#### 1.1.2.2. Producción de energía primaria

En 2011 la producción nacional de energía primaria totalizó 9,190.76 PJ, 0.7 % menor a la registrada en 2010 (Tabla 1.2 y Figura 1.3). La producción de crudo, principal energético primario, disminuyó 1.2 % respecto a 2010. No obstante, es importante mencionar que desde 2010 se ha logrado estabilizar la producción de crudo gracias al desarrollo de los proyectos Ku-Maloob-Zaap, Crudo Ligero Marino, Ixtal-Manik, Delta del Grijalva y Ogarrio Magallanes. Asimismo, al cierre de 2011 se alcanzó una tasa de restitución de reservas mayor al 100 %. Esto significa que, por cada barril producido, se incorporó uno nuevo a las reservas probadas, garantizando la viabilidad futura del ritmo de producción [BNE 2011].

La producción del Activo Integral Ku-Maloob-Zaap representó 33 % del total nacional y aumentó 1.4 % en 2011 respecto a 2010. La producción del Activo Integral Cantarell fue equivalente a 19.6 % del total, con una caída de 9.7 % respecto al año anterior, derivado de la declinación natural de este activo.

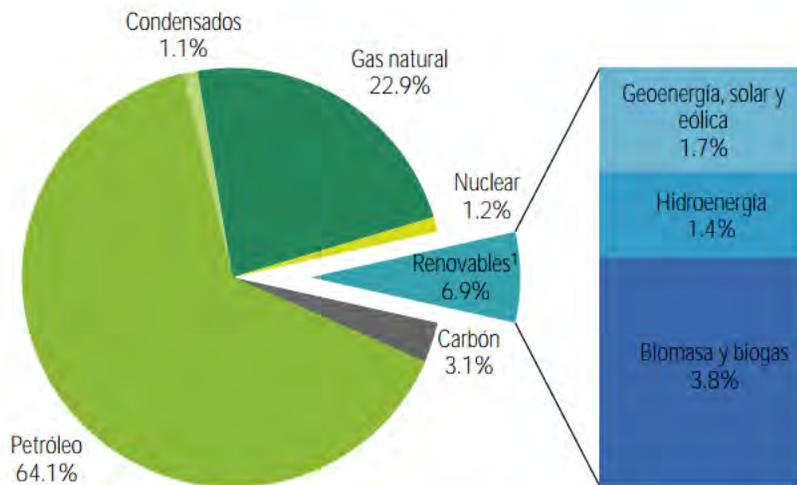
En lo que respecta a la producción por tipo de crudo, la de pesado aportó 55.6 %, con una caída de 3.2 % respecto a 2010. La producción de crudo ligero observó un incremento de 0.8 %, aumentando su participación 0.2 puntos porcentuales, al pasar de 31.1 % en 2010 a 31.3 % en 2011. Mientras tanto, la producción de crudo súper ligero aumentó 4.7 % en relación al año anterior, aportando 13.1 % de la producción total.

La producción de biogás, aunque aún es incipiente, mostró un incremento de 13.4 %,

Tabla 1.2: Producción de energía primaria (Petajoules) [BNE 2011].

	2010	2011	Variación porcentual (%) 2011/2010	Estructura porcentual (%) 2011
<b>Total</b>	<b>9,250.71</b>	<b>9,190.76</b>	<b>-0.65</b>	<b>100</b>
Carbón	241.28	290.96	20.59	3.17
Hidrocarburos	8,304.34	8,151.63	-1.84	88.69
Petróleo crudo	6,008.64	5,933.53	-1.25	64.56
Condensados	92.51	100.38	8.50	1.09
Gas natural	2,203.19	2,117.72	-3.88	23.04
Nucleoenergía	63.94	106.39	66.39	1.16
Renovables <sup>1</sup>	641.14	641.78	0.10	6.98
Hidroenergía	132.26	130.56	-1.29	1.42
Geoenergía	149.94	149.29	-0.43	1.62
Energía solar	4.91	5.86	19.40	0.06
Energía eólica	4.46	5.93	33.08	0.06
Biogas	1.30	1.47	13.35	0.02
Biomasa	348.28	348.67	0.11	3.79
Bagazo de caña	88.97	90.58	1.81	0.99
Leña	259.31	258.09	-0.47	2.81

Fuente: Sistema de Información Energética, Sener.



Fuente: Sistema de Información Energética, con cálculos propios.

<sup>1</sup> Incluye grandes hidroeléctricas.

Nota: Todos los porcentajes son respecto al total de la producción de energía primaria

Figura 1.3: Estructura de la producción de energía primaria, 2011, 9,190.76 PJ [BNE 2011].

pasando de 1.3 PJ en 2010 a 1.5 PJ en 2011. Si bien la cantidad de este tipo de energía es aún pequeña, su participación cobra importancia dentro de una visión de diversificación de las fuentes de energía primaria. Por su parte, la biomasa, que se integra por bagazo de caña (30 %) y leña (70 %) incrementó de 348.28 PJ en 2010 a 348.67 PJ en 2011. En este último año se concretó la entrada en operación de tres proyectos a partir de biomasa y biogás, por una capacidad total de 47.7 MW. Destacó el proyecto de PIASA Cogeneración, con 40 MW de capacidad a partir de bagazo de caña de azúcar [BNE 2011].

## 1.2. Uso de fuentes renovables

Durante la última década, una gran cantidad de trabajo se ha comprometido a explorar la factibilidad y viabilidad del uso de biocombustibles en diferentes aplicaciones. En la Conferencia de Copenhague diciembre 2009 de las Naciones Unidas sobre Cambio Climático los líderes mundiales y los investigadores discutieron principalmente los temas relacionados con los biocombustibles, la agricultura sostenible, las metas de emisiones, la producción de dióxido de carbono y el calentamiento global [DPI NY]. El papel de los países desarrollados y la demanda energética en constante aumento de éstos, fue un punto de gran preocupación para que cada país pueda asumir la responsabilidad de prevenir cualquier degradación ambiental futura. Se puede hacer mucho para evitar esta pérdida, como el uso de biocombustibles que emiten un menor porcentaje de dióxido de carbono en la combustión, en comparación con los combustibles convencionales.

Según el WEO-2012-Renewable, el uso de energías renovables aumentará considerablemente desde nivel de 2010 (1,684 Mtep) en todas los posibles escenarios durante el periodo del pronóstico 2010-2035. Para el año 2035, llegará a 3,079 millones de Mtep en el Escenario de Nuevas Políticas, 2,702 millones de Mtep en el Escenario de Políticas Actuales y 3,925 Mtep en el Escenario 450 (Tabla 1.3). Este crecimiento se debe enteramente a la oferta adicional de energías renovables modernas (todas las fuentes de energía renovables como la hidráulica, con excepción de la biomasa tradicional) [WEO 2012].

Biomasa tradicional en 751 Mtep en 2010 cae a 687 Mtep en el Escenario de Nuevas Políticas, alrededor de 650 Mtep en el escenario 450 y algo menos de 700 Mtep en el Escenario de Políticas Actuales en el período de proyección. A pesar de un mayor acceso a combustibles modernos, muchas personas en los países fuera de la OCDE, especialmente en África subsahariana, siguen dependiendo en gran medida de la biomasa tradicional, esencialmente para cocinar. La biomasa tradicional representa el 42 % de la demanda total de energía primaria

Tabla 1.3: Demanda primaria total de energía renovable por región y escenario (Mtep) [WEO 2012].

	1990	2010	New Policies		Current Policies		450 Scenario	
			2035	2010-35*	2035	2010-35*	2035	2010-35*
<b>OECD</b>	<b>277</b>	<b>443</b>	<b>1 005</b>	<b>3.3%</b>	<b>861</b>	<b>2.7%</b>	<b>1 393</b>	<b>4.7%</b>
<b>Americas</b>	<b>153</b>	<b>199</b>	<b>461</b>	<b>3.4%</b>	<b>402</b>	<b>2.9%</b>	<b>686</b>	<b>5.1%</b>
United States	100	131	338	3.9%	298	3.3%	522	5.7%
<b>Europe</b>	<b>98</b>	<b>208</b>	<b>423</b>	<b>2.9%</b>	<b>373</b>	<b>2.4%</b>	<b>533</b>	<b>3.8%</b>
<b>Asia Oceania</b>	<b>26</b>	<b>36</b>	<b>121</b>	<b>5.0%</b>	<b>86</b>	<b>3.6%</b>	<b>173</b>	<b>6.5%</b>
Japan	15	18	63	5.2%	39	3.2%	89	6.7%
<b>Non-OECD</b>	<b>847</b>	<b>1 241</b>	<b>2 073</b>	<b>2.1%</b>	<b>1 840</b>	<b>1.6%</b>	<b>2 500</b>	<b>2.8%</b>
<b>E. Europe/Eurasia</b>	<b>40</b>	<b>47</b>	<b>103</b>	<b>3.2%</b>	<b>84</b>	<b>2.3%</b>	<b>165</b>	<b>5.2%</b>
Russia	26	22	53	3.6%	41	2.6%	101	6.3%
<b>Asia</b>	<b>497</b>	<b>676</b>	<b>1 133</b>	<b>2.1%</b>	<b>955</b>	<b>1.4%</b>	<b>1 412</b>	<b>3.0%</b>
China	211	284	483	2.1%	401	1.4%	629	3.2%
India	140	182	287	1.8%	247	1.2%	335	2.5%
<b>Middle East</b>	<b>2</b>	<b>2</b>	<b>33</b>	<b>11.5%</b>	<b>19</b>	<b>9.1%</b>	<b>68</b>	<b>14.8%</b>
<b>Africa</b>	<b>196</b>	<b>339</b>	<b>483</b>	<b>1.4%</b>	<b>478</b>	<b>1.4%</b>	<b>500</b>	<b>1.6%</b>
<b>Latin America</b>	<b>112</b>	<b>177</b>	<b>322</b>	<b>2.4%</b>	<b>305</b>	<b>2.2%</b>	<b>355</b>	<b>2.8%</b>
Brazil	66	117	210	2.4%	200	2.2%	230	2.8%
<b>World</b>	<b>1 124</b>	<b>1 684</b>	<b>3 079</b>	<b>2.4%</b>	<b>2 702</b>	<b>1.9%</b>	<b>3 925</b>	<b>3.4%</b>
<b>European Union</b>	<b>74</b>	<b>184</b>	<b>384</b>	<b>3.0%</b>	<b>338</b>	<b>2.5%</b>	<b>481</b>	<b>3.9%</b>

en la región en 2035. Su uso disminuye en la India y China, ya que ambos países cambiaron a co

mbustibles modernos [WEO 2012].

En el Escenario de Nuevas Políticas, la generación mundial de electricidad a partir de energías renovables crece 2.7 veces entre 2010 y 2035 (Tabla 1.4). El consumo de biocombustibles se triplica en el mismo período para llegar a 4.5 millones de barriles de petróleo equivalente por día (Mbep/d) (expresadas en equivalente de energía de volúmenes de gasolina y diésel), frente a los 1.3 Mbpe/d en 2010. Casi todos los biocombustibles se utilizan en el transporte por carretera, pero el consumo de biocombustibles de aviación hacen incursiones hacia 2035. El uso de las energías renovables modernas para producir calor es casi el doble, de 337 Mtep en 2010 a 604 Mtep en 2035. Este calor se utiliza principalmente en la industria (donde se utiliza la biomasa para producir vapor, en la cogeneración y la producción de acero), pero también es utilizado por los hogares (donde la biomasa, la energía solar y la energía geotérmica se utilizan principalmente para el espacio y el agua de la calefacción). Estas tendencias generales son mucho más pronunciadas en el escenario 450: la generación de electricidad basada en energías renovables provee casi la mitad la electricidad mundial en 2035, mientras que el uso de biocombustibles crece a 8.2 Mbep/d equivalente al 14% de la demanda total de combustibles para el transporte [WEO 2012].

Tabla 1.4: Uso mundial de energía renovable, por tipo y escenario [WEO 2012].

	2010	New Policies		Current Policies		450 Scenario	
		2020	2035	2020	2035	2020	2035
<b>Traditional biomass (Mtoe)</b>	<b>751</b>	<b>761</b>	<b>687</b>	<b>764</b>	<b>697</b>	<b>748</b>	<b>653</b>
<i>Share of total biomass</i>	59%	50%	37%	51%	40%	48%	29%
<b>Electricity generation (TWh)</b>	<b>4 206</b>	<b>6 999</b>	<b>11 342</b>	<b>6 648</b>	<b>9 627</b>	<b>7 443</b>	<b>15 293</b>
Bioenergy	331	696	1 487	668	1 212	750	2 033
Hydro	3 431	4 513	5 677	4 390	5 350	4 658	6 263
Wind	342	1 272	2 681	1 148	2 151	1 442	4 281
Geothermal	68	131	315	118	217	150	449
Solar PV	32	332	846	282	524	376	1 371
Concentrating solar power	2	50	278	39	141	61	815
Marine	1	5	57	3	32	6	82
<i>Share of total generation</i>	20%	25%	31%	23%	24%	28%	48%
<b>Heat demand (Mtoe)</b>	<b>337</b>	<b>447</b>	<b>604</b>	<b>429</b>	<b>537</b>	<b>461</b>	<b>715</b>
Industry	207	263	324	258	308	263	345
Buildings* and agriculture	131	184	280	170	229	198	370
<i>Share of total production</i>	10%	12%	14%	11%	12%	13%	19%
<b>Biofuels** (mboe/d)</b>	<b>1.3</b>	<b>2.4</b>	<b>4.5</b>	<b>2.1</b>	<b>3.7</b>	<b>2.8</b>	<b>8.2</b>
Road transport	1.3	2.4	4.4	2.1	3.6	2.8	6.8
Aviation	-	-	0.1	-	0.1	-	0.8
Other***	-	-	0.0	-	0.0	-	0.6
<i>Share of total transport</i>	2%	4%	6%	4%	5%	5%	14%

### 1.3. Energía por medio de biogás

El biogás es un producto de la descomposición anaerobia de materia orgánica, el cual está compuesto principalmente por dióxido de carbono y metano y es el producto final de una serie de reacciones en distintas etapas de degradación, relacionadas con la actividad de un consorcio microbiano de diversas bacterias y arqueas (productoras de metano).

Dentro de las nuevas tendencias mundiales por el aprovechamiento de las energías renovables y la preservación del medio ambiente, el biogás ha sido uno de los recursos renovables más utilizados gracias a sus características. Mientras que biocombustibles como el bioetanol requieren un proceso de separación que en su caso es la destilación, la cual se lleva a cabo con un consumo energético, el biogás es liberado a la fase gaseosa sin algún esfuerzo en el momento de formarse. Una gran ventaja es que en muchas ocasiones ya se puede aprovechar sin la necesidad de un proceso de depuración. No obstante, con los diferentes grados de depuración se ampliarán las posibles aplicaciones que son elegidas para obtener el mayor beneficio para cada proyecto específico. El hecho de que el biogás introducido a la red de gas natural se ha convertido en un producto comercial igual que otros biocombustibles renovables, ha inducido al mercado a actuar como un catalizador para incrementar el número de biodigestores, dependiendo de la demanda de energía renovable [Wever et al].

Así la tecnología que se aplica para su aprovechamiento recae en el dominio de la ingeniería de bioprocesos, donde en un biodigestor se establecen condiciones favorables para el crecimiento de los microorganismos, dicho crecimiento es proporcional a la producción del biocombustible. Por ende, en la producción de biogás se deben controlar parámetros relevantes como temperatura, pH y concentración de sustratos, entre otros, para la optimización del mismo [Wever et al].

### **1.3.1. Bioquímica y microbiología de la digestión anaerobia.**

El conocimiento y aprovechamiento de los procesos naturales de producción de biogás, a través del desarrollo de tecnologías prácticas, han permitido desarrollar un método probado para la conversión de materia orgánica compleja mediante digestión anaerobia con fines de obtener un gas con un alto poder calorífico. El proceso anaerobio involucra una compleja serie de reacciones bioquímicas y se puede dividir en cuatro etapas que se desarrollan de manera simultánea y secuencial: hidrólisis, acidogénesis, acetogénesis y metanogénesis [Batstone et al]. La digestión anaerobia es una interacción compleja y especializada de una comunidad microbiana constituida por los dominios Bacteria y Archaea, unidos en una red alimenticia sintrófica y simbióticas en dos procesos muy importantes: la acidogénesis y metanogénesis [Nielsen et al].

### **1.3.2. Producción de electricidad**

En general, la producción de electricidad con biogás puede llevarse a cabo con motores de combustión interna de diferentes tipos: cuatro tiempos (para motogeneradores pequeños de una capacidad  $P_{el} < 100$  kW), motor operado Diésel (para motogeneradores grandes  $P_{el} > 400$  kW), turbinas de gas o celdas de combustible. El biogás puede ser utilizado para reemplazar la gasolina hasta en un 100 %, mientras que en motores diésel sólo se logra un máximo de 80 %, debido a que la baja ignición del biogás no permite que haya explosión en este tipo de motores que carecen de bujía [Zapata]. Para el caso de las turbinas de gas es evidente que el reemplazo del gas natural puede ser del 100 %, sin embargo, esto significa una reducción de potencia en la turbina o un aumento del flujo de combustible debido a la diferencia que existe entre el poder calorífico del biogás y del gas natural.

Si bien el poder calorífico del biogás es mucho menor que el del gas natural, en alrededor de un 40 %, y contiene trazas de gases que podrían resultar dañinos para los sistemas de generación, debido a que su obtención es completamente natural (es decir no afecta el ciclo del

carbono en la atmósfera), se ha optado por la generación de electricidad con este combustible en muchos rubros (en la Figura 1.4 se muestra un planta de biogás con cogeneración).

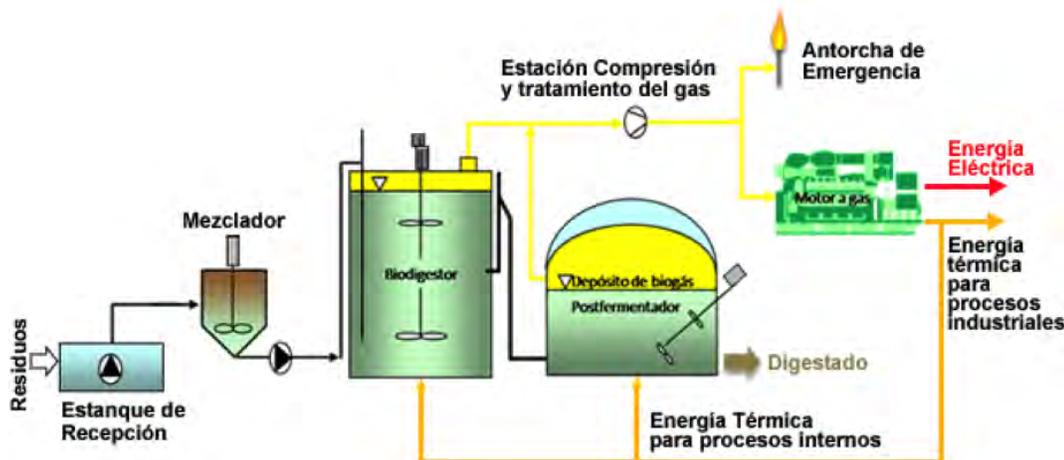


Figura 1.4: Planta de biogás con cogeneración [GENERA4].

Así mismo por tener el menor costo de inversión, los motores de combustión interna que están arriba de 1000 USD/kWel son el sistema más aplicado para la generación de electricidad. Dichos motores son ajustados al menor poder calorífico del biogás y trabajan a aproximadamente a 1,500 revoluciones por minuto en el caso de motogeneradores grandes. Los motogeneradores de cuatro tiempos trabajan a revoluciones mayores, y por termodinámica tienen una eficiencia eléctrica menor. Los motores Diesel de tipo “ignition oil engine” requieren, como desventaja para su operación, la inyección del equivalente del 2 hasta el 10 % del poder calorífico de biogás, que asegura la explosión de la mezcla en los cilindros. La ventaja es la eficiencia mayor en comparación con el motor de 4 tiempos. En sistemas de cogeneración, donde se aprovecha también la energía térmica, la eficiencia total es de alrededor de 85 % y con sistemas de condensación de los escapes hasta el 95 %. Debido a las altas temperaturas de los gases de escape de un motogenerador, el peligro de corrosión por los condensados es menor. Es recomendable que la concentración de sulfuro de hidrógeno en el biogás se mantenga debajo de 150 ppm y de esta manera evitar la acidificación de los aceites de motor a fin de mantener periodos largos entre mantenimientos [Wever et al].

### 1.3.3. Producción de biogás y electricidad en el mundo

Existe una creciente preocupación por la contaminación ambiental y los cambios climáticos basados en las emisiones de CO<sub>2</sub>, por una parte, y el agotamiento de las reservas de

combustibles fósiles por otro lado. Por su parte la UE (Unión Europea) centra sus esfuerzos para asegurar el suministro de energía a los países que la conforman. Por lo tanto, un mayor uso de recursos renovables, la producción eficiente de energía y la reducción del consumo de energía son las prioridades de la agenda política europea y la clave para un futuro sostenible. Con el fin de fomentar la producción y uso de biocombustibles, la UE está centrando sus esfuerzos en materia de energía renovable en los campos de la electricidad y el transporte [Shahnaz et al]. En este punto es donde entra en juego el biogás. El biogás se produce a partir de materiales orgánicos que se tratan en condiciones anaeróbicas. Este biogás puede ser utilizado como combustible para vehículos o para la producción de calor o electricidad. En Europa, el aumento de la producción de biogás se ha centrado también en beneficio de la electricidad producida por plantas de cogeneración. En 2009, 4.8 TWh de electricidad se produce a partir de biogás en instalaciones de cogeneración, es decir, un aumento de aproximadamente un 18 % con respecto a 2008 [EurObserver], para el año de 2011, 39.5 TWh son producidos a partir de biogás en UE, ha tenido un aumento de aproximado de 18.2 % para éste año [EurObserver]. En la UE desde 2009 ha habido un incremento del más del 800 %, en la energía producida a partir de biogás. A continuación se presentan dos tablas donde se muestra, la producción bruta de biogás de la UE y producción de electricidad por medio de biogás en la misma (Tabla 1.5 y Tabla 1.6)

Por otro lado, la India es una de las naciones consumidoras de petróleo más grandes del mundo, su consumo anual actual de petróleo diésel alcanza las 40 millones de toneladas que es aproximadamente el 40 % del consumo de petróleo producido en total [Urja et al]. Por lo que India y todos los países en desarrollo del mundo (como es el caso de México) necesitan explorar el área de energías renovables con convicción y una buena planificación y nunca dejando de lado el efecto peligroso de las emisiones por quema de combustible sobre el medio ambiente, hecho que no se puede olvidar en la investigación. Las turbina de gas y motores de combustión interna que trabajan con diésel son de los principales contribuyentes a la contaminación del aire, especialmente en ciudades y a lo largo de las rutas de tráfico urbano en estos países [Rehman et al].

## 1.4. Potencial de biogás en México

En términos generales, se puede afirmar que los proyectos más rentables a corto y mediano plazo para el aprovechamiento de los bioenergéticos son los que provienen de residuos, tales como rellenos sanitarios, con una disposición de 28.2 millones de toneladas anuales y una

Tabla 1.5: Producción primaria de energía de biogás en la Unión Europea en 2010 y 2011 \* (en ktep) [EurObserver].

Pays/Country	2010				2011*			
	Décharges/ Landfill gas	Stations d'épuration <sup>(1)</sup> / Sewage sludge gas <sup>(2)</sup>	Autres biogaz <sup>(2)</sup> / Others biogas <sup>(2)</sup>	Total/ Total	Décharges/ Landfill gas	Stations d'épuration <sup>(1)</sup> / Sewage sludge gas <sup>(2)</sup>	Autres biogaz <sup>(2)</sup> / Others biogas <sup>(2)</sup>	Total/ Total
Germany	232,50	402,6	6 034,5	6 669,6	149,0	504,2	4 414,2	5 067,6
United Kingdom	1 492,6	258,0	0,0	1 750,6	1 482,4	282,4	0,0	1 764,8
Italy	349,6	8,1	149,8	507,5	755,6	16,2	323,9	1 095,7
France	236,7	44,1	53,2	334,0	249,7	41,9	58,0	349,6
Netherlands	36,7	50,2	206,5	293,4	31,5	51,5	208,3	291,3
Czech Republic	29,5	35,9	111,3	176,7	31,8	38,8	179,9	249,6
Spain	119,6	12,4	66,7	198,7	148,1	15,3	82,6	246,0
Austria	5,1	22,3	144,2	171,6	4,3	16,4	138,8	159,5
Poland	43,3	63,3	8,0	114,6	47,5	67,8	20,1	135,4
Belgium	41,9	14,6	70,9	127,4	41,9	14,6	70,9	127,4
Sweden	35,7	60,7	14,8	111,2	12,4	68,9	37,9	119,3
Denmark	8,1	20,1	74,0	102,2	5,2	19,6	73,2	98,1
Greece	51,7	15,0	1,0	67,7	55,4	16,1	1,4	72,8
Ireland	44,2	9,6	4,6	58,4	43,8	8,2	5,6	57,6
Slovakia	0,8	9,5	1,8	12,2	3,0	13,6	29,3	45,8
Portugal	28,2	1,7	0,8	30,7	42,3	1,8	0,9	45,0
Finland	22,7	13,2	4,5	40,4	23,9	13,4	4,8	42,0
Slovenia	7,7	2,8	19,9	30,4	7,1	2,7	26,2	36,0
Hungary	2,6	12,3	19,3	34,2	7,3	6,4	15,5	29,1
Latvia	7,9	3,3	2,2	13,3	7,8	2,4	11,8	22,0
Luxembourg	0,1	1,2	11,7	13,0	0,1	1,4	11,3	12,8
Lithuania	2,0	3,0	5,0	10,0	5,9	3,1	2,1	11,1
Estonia	2,7	1,1	0,0	3,7	2,2	1,1	0,0	3,3
Romania	0,0	0,0	3,0	3,0	0,0	0,0	3,0	3,0
Cyprus	0,0	0,0	1,0	1,0	0,0	0,0	1,0	1,0
<b>European Union</b>	<b>2 801,7</b>	<b>1 065,0</b>	<b>7 008,8</b>	<b>10 875,4</b>	<b>3 157,9</b>	<b>1 208,0</b>	<b>5 719,3</b>	<b>10 085,8</b>

(1) Urbaine et industrielle. Municipal and industrial. (2) Unité décentralisée de biogaz agricole, unité de méthanisation des déchets municipaux solides, unité centralisée de codigestion et multiproduit. Decentralised agricultural plant, municipal solid waste methanisation plant, centralised co-digestion plant. \* Estimation. Estimate. Les décimales sont séparées par une virgule. Decimals are written with a comma. Source: EurObserver 2012.

(1) Municipal e industrial. (2) Planta descentralizada agrícola, planta de metanización de residuos sólidos urbanos, planta centralizada de co-digestión. Los decimales están escritos con comas. \*Estimado.

Tabla 1.6: Producción bruta de electricidad a partir de biogás en la Unión Europea en 2010 y 2011 \* (en GWh) [EurObserver].

Pays/Country	2010			2011*		
	Centrales eléctricas seules/ Electricity only plants	Centrales funcionando en cogeneración/ CHP plants	Total/ Total	Centrales eléctricas seules/ Electricity only plants	Centrales funcionando en cogeneración/ CHP plants	Total/ Total
Germany	14 847,0	1 358,0	16 205,0	10 935,0	8 491,0	19 426,0
United Kingdom	5 137,0	575,0	5 712,0	5 098,0	637,0	5 735,0
Italy	1 451,2	602,9	2 054,1	1 868,5	1 536,2	3 404,7
France	756,0	297,0	1 053,0	780,0	337,0	1 117,0
Netherlands	82,0	946,0	1 028,0	69,0	958,0	1 027,0
Spain	536,0	117,0	653,0	709,0	166,0	875,0
Czech Republic	361,0	275,0	636,0	535,0	394,0	929,0
Austria	603,0	45,0	648,0	555,0	70,0	625,0
Belgium	149,0	417,0	566,0	158,0	442,0	600,0
Poland	0,0	398,4	398,4	0,0	430,0	430,0
Denmark	1,0	352,0	353,0	1,0	342,0	343,0
Ireland	184,0	22,0	206,0	181,0	22,0	203,0
Greece	190,5	31,4	221,9	37,6	161,7	199,3
Hungary	75,0	21,0	96,0	128,0	55,0	183,0
Portugal	90,0	11,0	101,0	149,0	11,0	160,0
Slovenia	7,2	90,2	97,4	5,7	121,0	126,7
Slovakia	1,0	21,0	22,0	39,0	74,0	113,0
Latvia	5,9	50,8	56,7	0,0	105,3	105,3
Finland	51,5	37,8	89,2	53,6	39,4	93,0
Luxembourg	0,0	55,9	55,9	0,0	55,3	55,3
Lithuania	0,0	31,0	31,0	0,0	37,0	37,0
Sweden	0,0	36,4	36,4	0,0	33,0	33,0
Romania	0,0	1,0	1,0	0,0	19,1	19,1
Estonia	0,0	10,2	10,2	0,0	17,0	17,0
<b>European Union</b>	<b>24 528,2</b>	<b>5 803,0</b>	<b>30 331,2</b>	<b>21 302,4</b>	<b>14 554,1</b>	<b>35 856,4</b>

\* Estimation. Estimate. Les décimales sont séparées par une virgule. Decimals are written with a comma. Source: EurObserver'ER 2012.

Los decimales están escritos con comas. \*Estimado.

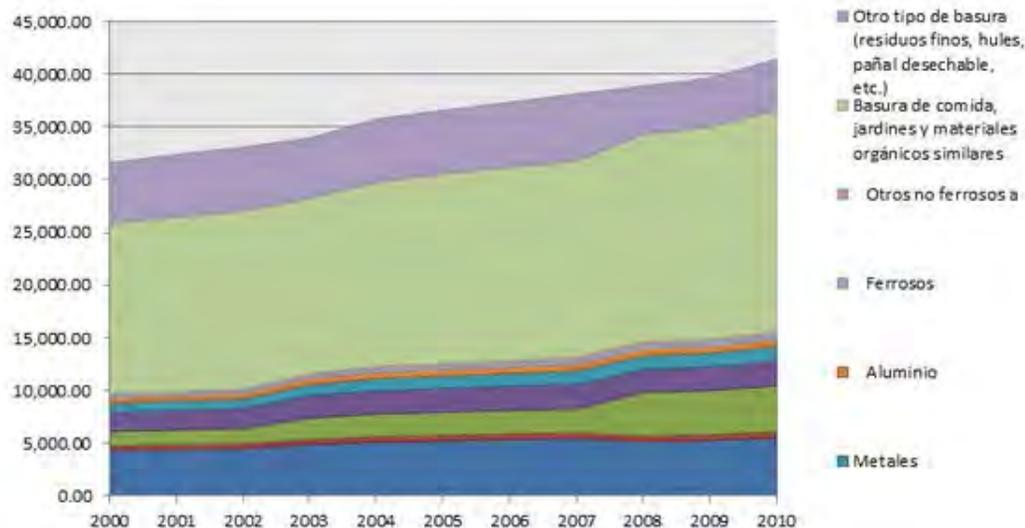


Figura 1.5: Generación de residuos sólidos urbanos por tipo de residuo, 2000 a 2010. Fuente: SNIARN [SENER ER].

composición aproximada del 53 % de residuos orgánicos, que son enviados a 186 rellenos sanitarios. Como se puede ver en la Figura 1.5, se presenta un crecimiento constante en la generación de residuos de material orgánico del 2.7 % anual, residuo con gran potencial para la producción de biogás [SENER].

El biogás en México, como ya se ha visto, es un bioenergético capaz de sustituir a los combustibles fósiles en la generación de energía. La Secretaría de Energía (SENER) considera que existe un potencial de 3000 MW para la generación de energía eléctrica a través de biogás proveniente de la recuperación y aprovechamiento del metano [SENER]; éste último es producto de la descomposición de los residuos animales, residuos sólidos urbanos (RSU) y el tratamiento de aguas negras. Dado el valor calorífico del biogás, el cual es de 23 MJ/kg (aproximado) sus principales usos en México están relacionados con la generación de electricidad y calor [Wever et al].

Esto tiene gran sentido, puesto que se consigue una mayor eficiencia energética cuando se emplea biomasa para generar electricidad que cuando se convierte en combustible para el transporte. Por ejemplo se ha reportado, que 1 MJ de biomasa puede reemplazar alrededor de 0.95 MJ de combustible fósil en la producción de calor y electricidad, mientras que 1 MJ de biomasa puede reemplazar sólo alrededor de 0.35 a 0.45 MJ de petróleo crudo en el sector transporte [Edward R. et al].

Tabla 1.7: Potencial de aprovechamiento de biogás proveniente de rellenos sanitarios [SENER ER].

	Generación RSM (2010)	Potencial de generación de CH <sub>4</sub>	Potencial de generación de energía eléctrica a partir de biogás	Potencial de generación de energía térmica a partir de electricidad
	(miles ton/año)	(miles ton/año)	MW	MW
	0 - 500	0-25	0 - 10	0 - 25
	550- 1,000	25-50	10 - 20	25 - 50
	1,000 - 2,000	50-100	20 - 35	50 - 80
	2,000 - 2,500	100-150	35 - 50	80 - 110
	2,500 - 5,000	150-300	50 - 110	110 - 225
<b>Nacional.</b>	<b>40,058</b>	<b>1629 -2248</b>	<b>652 - 912</b>	<b>1597 -1994</b>
Fuente. SENER a partir de SEMARNAT y SNIARN.				

#### 1.4.1. Biogás proveniente de rellenos sanitarios

México tiene gran potencial para el aprovechamiento de rellenos sanitarios para la producción de biogás, como fuente de energía eléctrica y térmica (véase tabla 1.7). En ese sentido, el adecuado aprovechamiento de los 186 rellenos sanitarios en todo el país podría generar entre 1,629 y 2,248 toneladas al año de metano, y producir entre 652 y 912 MW de energía eléctrica. Asimismo, el tratamiento térmico de los rellenos sanitarios tiene una capacidad de generación de energía eléctrica de entre 1,597 y 1,994 MW [SENER ER].

El 58.9 % de los residuos sólidos urbanos manejados en los rellenos sanitarios se localizan en siete entidades federativas: Distrito Federal, Estado de México, Puebla, Veracruz, Guanajuato, Nuevo León y Jalisco, con una generación de 16,647 toneladas [SENER ER].

#### 1.4.2. Biogás proveniente de residuos ganaderos

México cuenta con un amplio potencial de unidades productivas susceptibles de incorporar sistemas de biodigestión en diferentes niveles, del cual se estima que hay 3,000 establos lecheros, 1,500 granjas porcinas, 94 rastros y 905 rastros municipales, sin considerar los corrales de engorda y granjas avícolas interesadas en la tecnología, además de miles de unidades de producción pequeñas que podrían utilizar el biogás y sus aplicaciones para servicios de autoconsumo los cuales pueden ser observados en la Tabla 1.8 [SENER ER].

El aprovechamiento de excretas de ganado porcino podría generar entre 0.49 y 0.738 millones de toneladas anuales y un potencial de generación eléctrica de 246 a 492 MW. Se estima que, al 30 de septiembre del 2007, en México existían 9.21 millones de cabezas de ganado porcino, de los cuales la mitad de las cabezas se encontraban en cuatro entidades:

Tabla 1.8: Potencial de generación eléctrica por biogás por ganado porcino en el territorio nacional [SENER ER].

	<b>Cabezas (2007)</b>	<b>Potencial de generación de CH<sub>4</sub></b>	<b>Potencial de generación eléctrica biogás</b>
	<b>Miles de cabezas</b>	<b>(miles ton/año)</b>	<b>MW</b>
	<b>0 – 500</b>	<b>0-15</b>	<b>0 -10</b>
	<b>550- 1,000</b>	<b>15-30</b>	<b>10 – 20</b>
	<b>1,000 – 2,000</b>	<b>30-60</b>	<b>20 – 40</b>
	<b>2,000 – 2,500</b>	<b>60 -90</b>	<b>40 - 80</b>
	<b>2,500 – 5,000</b>	<b>90 -160</b>	<b>80 -140</b>
<b>Nacional.</b>	<b>9, 210</b>	<b>492 – 738</b>	<b>246 - 492</b>
<b>Fuente. SENER a partir de FIRCO-SAGARPA</b>			

Sonora, Jalisco, Guanajuato y Puebla.

### 1.4.3. Biogás proveniente de aguas residuales

La Comisión Nacional del Agua (CONAGUA) tiene registradas, hasta diciembre de 2008, 1,833 plantas de aguas residuales urbanas en operación formal, con una capacidad total instalada de 113 m<sup>3</sup>/s. Dichas plantas procesan un caudal de 83.6 m<sup>3</sup>/s, equivalente al 40.2% del total de las aguas residuales generadas y colectadas en los sistemas formales de alcantarillado municipales, el cual está estimado en 208 m<sup>3</sup>/s.); así como 2,174 plantas de tratamiento de aguas industriales, de las cuales 2,082 están en operación con un gasto de tratamiento de 33,778 l/s, que equivale al 59.5% de su capacidad instalada. El potencial de producción de biogás en las plantas tratadoras de aguas residuales depende del contenido del material orgánico que puede ser entre el 5 y el 10% que se procesan en el caudal (Véase Figura 1.6) [SENER ER].

## 1.5. Definición del problema y justificación

Hasta ahora se ha visto que es el biogás y su potencial energético, sin embargo, es de vital importancia la implementación de nuevas tecnologías y estudios que mejoren e integren en mayor medida la utilización de energías renovables. Se sabe bien que la utilización de biocombustibles ayuda a la disminución de las emisiones de CO<sub>2</sub> a la atmósfera, debido a que el balance neto del mismo es nulo, esto es, si en algún momento se libera este gas de efecto invernadero a la atmósfera en cualquier reacción de combustión, este fue fijado anteriormente

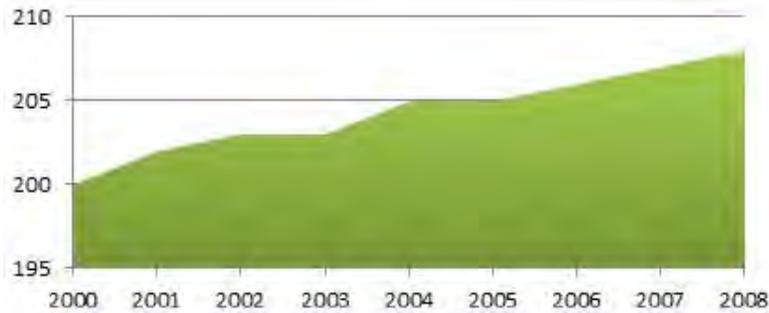


Figura 1.6: Tratamiento de aguas residuales municipales. Agua residual colectada ( $m^3/s$ ) [SENER ER].

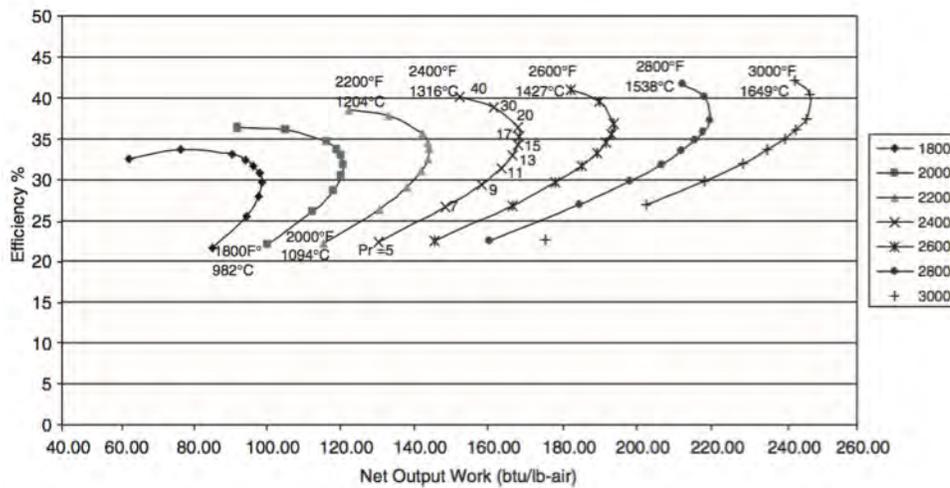


Figura 1.7: Mapa de desempeño de una turbina de gas de ciclo simple [Meherwan].

en forma vegetal o animal como biomasa, (a base de la cual se generará el biocombustible) y por lo tanto retirado de la atmósfera, lo que constituye una ventaja enorme el contar con biocombustibles dentro de los sistemas de generación de electricidad.

Uno de los problemas principales que se tiene en la utilización del biogás como combustible principal en una turbina de gas, es la temperatura de flama menor, con respecto la alcanzada por el gas natural, la cual provoca una disminución en la eficiencia del ciclo. En la Figura 1.7 se presenta el mapa de desempeño de una turbina de gas de ciclo simple donde, se puede apreciar la relación que existe entre la eficiencia, la potencia neta y la temperatura de combustión.

En el presente trabajo se pretende analizar las ventajas que conlleva el uso de biocombustibles en la generación de electricidad por medio de una pequeña turbina de gas, haciendo una comparativa de los parámetros ambientales y económicos que implica el uso de un com-

bustible convencional (gas natural) o la utilización de los biocombustibles (biogás); además de tratar de encontrar una mezcla de biogás y gas natural que genere los mejores beneficios tanto en los aspectos económicos como en los ambientales.

Para esto se tomará en cuenta la información obtenida por la empresa agrícola Granjas Carroll de México S de RL de CV, la cual debido a su proceso de saneamiento del agua, generan  $7000 \text{ Nm}^3/\text{día}$  de biogás, el cual cuenta con un poder calorífico inferior aproximado para el biogás de  $25150 \text{ kJ/Nm}^3$ , con esto se obtiene un potencial energético de alrededor de 2200 kW térmicos, tomando en cuenta una eficiencia de conversión de un turbogenerador de gas de entre 35-45% se podría obtener entre 770-990 kWe, de los cuales en la actual instalación de la planta, solo se aprovechan 70 KWe, y utilizan sistemas de calefacción para las naves crianza, por lo que también es de interés realizar un estudio de costos de operación e inversión para aprovechar la energía desperdiciada y utilizarla en las necesidades de la empresa. Sin embargo cabe mencionar que el estudio realizado podría ser aplicado a varios tipos de empresas que obtengan biogás en sus procesos de saneamiento de agua.

El presente trabajo se fundamenta en la necesidad de utilizar tecnologías verdes para cubrir los requerimientos energéticos de la sociedad; las ventajas de utilizar los biocombustibles son notables y se mencionan a continuación:

- Permite eliminar residuos orgánicos e inorgánicos (tratamiento de aguas residuales), al mismo tiempo que los productos de este proceso se aprovechan con propósitos energéticos y agrícolas.
- Es una fuente de energía renovable, ya que la biomasa se genera continuamente y de manera ininterrumpida.
- Es una fuente de energía no contaminante.
- No genera emisiones de  $CO_2$  a la atmósfera adicionales a las del ciclo natural del mismo.
- Disminuye el tamaño y número de vertederos de aguas residuales.
- Podría en un momento dado resultar en una nueva oportunidad para el sector agrícola, al proporcionar otra manera de generar ingresos por medio de la venta de biomasa.
- Disminuye la dependencia hasta ahora casi total de los abastecimientos de combustibles fósiles.

## 1.6. Antecedentes

Desde el descubrimiento del metano en los pantanos de Norte America por Alessandro Volta (1976), se han realizado investigaciones sobre el posible aprovechamiento del biogás. Sin embargo, no fue hasta casi 100 años después que se utilizó el biogás para el beneficio del hombre, en 1869 se realiza la primera instalación de biogás con un biodigestor en un hospital en Bombay [Vera]. A raíz de esto se redoblaron los esfuerzos en la investigación y el desarrollo de tecnologías para la utilización de los biocombustibles. Para el año de 1990 en Europa se habían instalado digestores en granjas por un volumen total de  $95,000 m^3$  y en plantas industriales por  $173,000 m^3$ , con un equivalente anual en petróleo de 33,000 Ton. Desde entonces aumentaron constantemente los digestores que tratan desechos industriales [Coombs]. En la India hasta 1996 estaban en funcionamiento 2.6 millones de digestores familiares y después se instalaron unas 200,000 unidades por año [Gustavsson]. Año con año continua aumentando el interés en estas ramas de la investigación en aplicaciones para turbinas de gas, motores de combustión interna celdas de combustible, y en combinación con estudios de exergoeconomía han logrado sustentar las bases necesarias para proyectos de implementación y aprovechamiento de los biocombustibles. A continuación se presenta una serie de trabajos de investigación realizados alrededor del mundo, sobre los temas de la utilización de biocombustibles en turbinas de gas, así como análisis exergoeconomicos.

### **M. A. Lozano, A. Valero (1993)**

#### **Thermoeconomic Analysis of Gas Turbine Cogeneration Systems [Valero y Lozano 1993].**

En este trabajo se aborda una metodología para la desagregación de sistemas en base a su aplicación en la termoeconomía. Esta metodología permite desagregar la planta en unidades productivas y disipativas. También permite desagregar los flujos exergéticos en conceptos térmicos, mecánicos y químicos. Se aplicó la metodología a sistemas de cogeneración basados en turbinas de gas con/sin intercambiador regenerativo.

### **Yong-Ho Kwon, Ho-Young Kwak, Si-Doek Oh (2001)**

#### **Exergoeconomic analysis of gas turbine cogeneration systems [Yonh-Ho et al].**

Se analizó el efecto termodinámico del coste anual de un componente sobre el coste de producción en un sistema de cogeneración de la turbina de gas de 1 MW, mediante la utilización de la balanza exergética generalizada y ecuaciones de balances de costos desarrolladas en trabajos anteriores. También se realizó una comparación con las metodologías de cálculo del

coste exergético típicos mediante la resolución de un sistema de cogeneración predefinido, problema CGAM. Tuvieron éxito en identificar el componente que afecta a los costes unitarios de los productos del sistema decisivamente. Se ha encontrado que el coste de los productos depende fundamentalmente de la variación en el coste anual de la componente cuyo principal producto es el mismo que el producto del sistema.

**Flávio Guarinello Jr, Sérgio A.A.G. Cerqueira, Silvia A. Nebraa (2001)**

**Thermoeconomic evaluation of a gas turbine cogeneration System [Guarinello et al].**

En éste trabajo se aplicaron los conceptos de la termoeconomía a un proyecto de una turbina de gas con vapor inyectado en un sistema de cogeneración, el cual se enfoca en proporcionar las demandas térmicas y eléctricas de un distrito industrial situado en el Cabo (Pernambuco, Brasil). La planta de energía se evaluó en base a la Primera y Segunda Ley de la Termodinámica. Se llevó acabo un análisis termoeconómico, utilizando la Teoría del Costo Exergético, con el fin de determinar los costes de producción de electricidad y vapor. Se consideraron dos condiciones hipotéticas de funcionamiento, por lo que respecta al nivel de generación de energía eléctrica.

**Suneerat Pipatmanomai, Sommas Kaewluan, Tharapong Vitidsant (2009).**

**Evaluación económica de sistema de generación de electricidad por medio de bigás con eliminación de H<sub>2</sub>S por el carbón activado en la pequeña granja de cerdos.** Este estudio se realizó para evaluar la viabilidad económica de la producción de electricidad a partir de biogás en pequeñas granjas de cerdos con y sin la eliminación de H<sub>2</sub>S previo a la utilización de biogás. El carbón activo impregnado con yoduro de potasio al 2% (KI) seleccionado como H<sub>2</sub>S adsorbente se presentó a un sistema de generación de electricidad por medio de biogás en una pequeña granja de cerdos en Tailandia como caso de estudio. Con el promedio de concentración de H<sub>2</sub>S de entrada de aproximadamente 2,400 ppm a la unidad de adsorción, la eficiencia de eliminación de H<sub>2</sub>S podría llegar a 100% con la capacidad de adsorción de 0.062 kg de H<sub>2</sub>S/kg de adsorbente. Bajo el escenario de referencia (es decir, el 45% de subvención sobre la instalación del digestor y el precio de la electricidad fijado en 0,06 euros/kWh) y se basa en la suposición de que el biogás se utilizan plenamente para la generación de electricidad en el sistema, el periodo de recuperación de

inversión para el sistema sin la eliminación de H<sub>2</sub>S era cerca de 4 años. Con la eliminación de H<sub>2</sub>S, el periodo de recuperación estuvo dentro de la vida económica del digestor, pero casi el doble que la del caso sin la eliminación de H<sub>2</sub>S. El impacto de precio de la electricidad se puede ver claramente para el caso de biogás tratados. En el precio de la electricidad fijado en 0,07 euros/kWh, el periodo de recuperación para el caso del biogás tratados se redujo a alrededor de 5.5 años, con una tendencia a disminuir a precios de la electricidad. Para ambos biogás tratados y no tratados, el subsidio gubernamental fue el factor más importante que determina la economía de los sistemas de biogás en electricidad. Sin subsidio, el periodo de amortización aumentó a casi 7 años y 11 años para el caso del biogás no tratados y tratados, respectivamente, en el precio de la electricidad de referencia. Aunque la eliminación de H<sub>2</sub>S añadió costo de operación para el sistema, todavía es muy recomendable no sólo para la prevención de la corrosión del motor, sino también para el beneficio entorno en el que la contaminación del aire por emisión H<sub>2</sub>S/SO<sub>2</sub> y el impacto sobre la salud humana podría reducirse potencialmente.

### **Joan Carles Bruno, Victor Ortega Lopez, Alberto Coronas (2009)**

**Integración de sistemas de enfriamiento por absorción en sistemas de trigeneración con turbina de gas que usan biogás: Caso de estudio planta de tratamiento de aguas residuales [Joan C. Bruno et al].** Los enfriadores por absorción pueden ayudar a aumentar el rendimiento de los sistemas de cogeneración de micro turbina de gas (MGT) impulsados por biogás. En este trabajo se analizan varias configuraciones de varios tipos de enfriadores de refrigeración de absorción disponibles en el mercado integradas a los sistemas de cogeneración MGT impulsados por biogás. MGTS son alimentados con biogás y su calor residual se utiliza para operar máquinas de absorción y otros usos de la energía térmica. Los enfriadores considerados en este estudio incluyen efecto simple y doble de agua/LiBr y enfriadores de amoníaco/agua. Los gases de escape de la MGT pueden ser utilizados directamente para operar el refrigerador o indirectamente para producir agua caliente para operar el enfriador. En este trabajo se llevó a cabo un caso estudio de una planta de tratamiento de aguas residuales existente. Agua fría se utiliza para reducir la humedad en el proceso de pre-tratamiento de biogás y enfriar el aire de combustión de la MGT. Se identificaron las configuraciones integradas más interesantes para los sistemas de trigeneración que utilizan biogás y micro turbinas de gas. Se analizaron estas configuraciones y se compararon con las configuraciones convencionales utilizando datos operativos de una planta de tratamiento de aguas residuales existente. Los mejores configuraciones son las que reemplazar completamen-

te el sistema existente con una planta de trigeneración que utiliza todo el biogás disponibles y gas natural adicional para satisfacer completamente las demandas de calefacción de la planta de tratamiento de aguas residuales.

### **M. Moya, J. C. Bruno, P. Eguia, E. Torres, A. Corona (2011)**

**El análisis de rendimiento de un sistema de trigeneración basado en una turbina de gas de micro y una, encendido, refrigerador de absorción de amoníaco-agua indirecta refrigerado por aire [M. Moya et al].** El objetivo de este trabajo es determinar experimentalmente la eficiencia y la viabilidad de la realización de un sistema de trigeneración avanzada que consiste en una micro turbina de gas, en el que los gases de escape calientan aceite térmico para producir frío con una maquina de absorción enfriada por aire y agua caliente para calefacción y agua caliente sanitaria. La micro turbina de gas con una potencia neta de 28 kW produce alrededor de 60 kW de calor para operar una máquina de absorción de amoniaco/agua refrigerado por aire con una potencia nominal de 17 kW. El sistema de trigeneración se puso a prueba en diferentes condiciones de funcionamiento mediante la variación de la potencia de salida de la micro turbina de gas de, la temperatura ambiente para la unidad de absorció, la temperatura de salida de agua fría y la temperatura de entrada de aceite térmico. El rendimiento del modelo del sistema de trigeneración y el modelo eléctrico de la micro turbina de gas se presentan y comparan con los resultados experimentales. Por último, el ahorro de energía primaria y el análisis económico muestran las ventajas y desventajas de esta configuración de trigeneración.

### **Mohamad Firdaus Bin Basrawi, Takanobu Yamada, Kimio Nakanishi, Hideaki Katsumata (2012)**

**Analysis of the performances of biogas-fuelled micro gas turbine cogeneration systems (MGT-CGSs) in middle- and small-scale sewage treatment plants: Comparison of performances and optimization of MGTs with various electrical power outputs [Basrawi et al].** Dado que la demanda de calor de la planta se ve afectada por la temperatura ambiente, se investigó el rendimiento bajo tres condiciones de temperatura ambiente típicos. Teniendo en cuenta la operación del MGT-CGS bajo diversas cargas y la eficiencia del mismo bajo una condición de carga parcial, se propuso una combinación óptima de MGT-CGS (MGT-Combinación) con diferentes tamaños, 30 kW, 65 kW y 200 kW. Se adoptó una planta real de mediana escala como modelo de análisis, y se redujo a 0,50 y 0,25

en los casos de menor escala. Excluyendo MGT-Combinación, se encontró que la MGT que tiene aproximadamente el mismo consumo de energía de combustible a plena carga, que la planta de energía de biogás con la más alta eficiencia. Sin embargo, en el caso de la demanda de calor de la planta variando durante todo el año, tales como la operación en una región fría, la operación a carga parcial será frecuente y la eficiencia disminuirá. Además, MGT-Combinación tiene la más alta eficiencia, pero su eficiencia será la misma que la de la otra MGT-CGS cuando se requiere una única operación relativamente constante durante todo el año, tales como la operación en una región tropical.

### **Shahnaz Amiri, Dag Henning, Björn G. Karlsson (2012)**

#### **Simulation and introduction of a CHP plant in a Swedish biogas system [Shahnaz et al].**

Los objetivos de este estudio es presentar un modelo para los sistemas de producción de biogás para ayudar a lograr un sistema más rentable, y analizar las condiciones para la conexión combinada de calor y electricidad (CHP) para el sistema de biogás. Se utiliza un modelo de programación lineal de minimización de costos (MODEST). MODEST se ha aplicado a muchos sistemas de energía, pero esta es la primera vez que el modelo se utilizó para la producción de biogás. El nuevo modelo, que es el principal resultado de este trabajo, se puede utilizar para la optimización del funcionamiento y la evaluación de las consecuencias económicas de los futuros cambios en el sistema de biogás. Los resultados del caso de estudio y análisis de sensibilidad muestran que el modelo es fiable y se puede utilizar para la planificación estratégica. Los resultados muestran que la aplicación de una planta de cogeneración de biogás resultado basado en una producción de energía eléctrica de aproximadamente 39 GWh anualmente. Reducción de los costes del sistema proporcionan una rentabilidad de 46 millones de coronas-suecas por año; si los precios de la electricidad y el calor aumentan en un 100 % y los certificados de electricidad aumentan en un 50 %. Reducción de las emisiones de CO<sub>2</sub> de hasta 32.000 ton/año se puede lograr si se desplaza la electricidad generada con carbón de energía de condensación.

### **A. Rehman, Deepak R. Phalke, Rajesh Pandey (2012)**

#### **Alternative fuel for gas turbine: Esterified jatropha oilediesel-blend [Rehman].**

En este trabajo se describen los resultados de un programa de desarrollo en curso, dirigido a determinar la viabilidad técnica de la utilización de biodiesel en una turbina de gas IS/60 Rovers. El dispositivo de prueba está equipada con un dinamómetro para el aumento de carga

---

en la turbina y un analizador de gases de escape AVL se ha utilizado para grabar emisiones. Los resultados de la prueba de 2 mezclas han sido reportados en este documento. Analizando los resultados en comparación con el rendimiento de la línea base utilizando combustible diésel en condiciones normales muestran resultados alentadores.

## 1.7. Objetivos

### 1.7.1. Objetivo general

- Realizar la comparación del desempeño de una pequeña turbina de gas (TG) utilizando biogás y un combustible convencional, por medio de un análisis energético, exergético, y termoeconómico del sistema.

### 1.7.2. Objetivos específicos

- Obtener las reacciones de combustión para cada combustible, así como para mezclas de biogás y combustible convencional a utilizar.
- Definición y análisis de la fuente de suministro del biocombustible. Cálculo de demanda de calor así como de las propiedades del biocombustible a obtener.
- Análisis de los parámetros de diseño del sistema de generación, demanda energética.
- Obtención de los modelos matemáticos para los análisis energéticos, exergéticos, así como de las eficiencias para el sistema de generación y programación en EES.
- Definición de los diferentes escenarios a analizar y las mezclas de combustible a utilizar en cada uno.
- Análisis de eficiencias del ciclo para cada mezcla de combustión en cada escenario.
- Análisis termo-económico del sistema en sus diferentes escenarios.
- Determinación del escenario más apropiado para un mejor aprovechamiento de la energía en el sistema.

## 1.8. Hipótesis

El desempeño térmico de una turbina de gas se ve afectado cuando se utiliza un biocombustible, sin embargo, puede existir una compensación económica en el costo de generación, aunada a los considerables beneficios ambientales que conlleva el uso de estos combustibles. La herramienta de análisis termo económico puede proporcionar resultados específicos para esta hipótesis.



# Capítulo 2

## Energía por medio de biogás

En el capítulo anterior se pudo apreciar la importancia y la validez que tiene el estudio y la implementación de tecnologías ecológicas como es la utilización de biocombustibles para la producción de electricidad, en éste capítulo se profundizará en las características que tiene el biogás al ser utilizado como combustible, así como los ciclos termodinámicos de los sistemas en los cuales se pretende su implementación. También se presenta la teoría exergoeconómica y un esquema propuesto de la planta de biogás.

### 2.1. Características del biogás

El biogás es el resultado de una serie de procesos químicos que se dan en un ambiente anaerobio realizados por un conjunto de microorganismos que se encargan de transformar la materia prima o sustrato en metano y residuos que son utilizados después en actividades agrícolas. Las características y cantidad de biogás producido dependen tanto de los insumos suministrados en el reactor o biodigestor, como de las condiciones ambientales que a las que se encuentre expuesto el reactor.

#### 2.1.1. Sustratos

Los sustratos actualmente utilizados en este proceso comprenden los campos de cultivos energéticos, residuos agrícolas, residuos orgánicos secundarios derivados de procesos industriales, desechos sólidos y aguas residuales. La generación de biogás a partir de cultivos energéticos compite por el terreno agrícola que es necesario para la producción alimenticia, esto ocasiona que el costo del sustrato sea considerablemente mayor que las otras opciones mencionadas.

Los residuos de origen agrícola por su naturaleza se generan en el campo, lo que favorece en muchas ocasiones su procesamiento en digestores a pequeña escala que, dependiendo de la entidad de producción, no generan costos de logística. De igual forma, los residuos orgánicos secundarios, que también se generan paralelamente en el campo, como el estiércol, se usan convenientemente en codigestión (digestión simultánea de dos o más sustratos) para obtener una relación adecuada entre el carbono y nitrógeno en el digestor. Esto es necesario porque las células microbianas necesitan una fuente tanto de carbono como de nitrógeno para la formación de nueva biomasa celular.

Debido a la contaminación micro-biológica, orgánica e inorgánica característica de los desechos municipales y lodos de plantas de tratamiento de aguas residuales, estos residuos requieren un trato especial y no se recomienda su uso en codigestión con sustratos libres de contaminación. La digestión en condiciones termofílicas lleva a cabo una higienización del sustrato que puede ser utilizada para reducir la contaminación micro-biológica en estos residuos [Wever et al].

### **2.1.2. Nutrientes**

Para poder garantizar un crecimiento significativo de microorganismos, es indispensable la presencia de nutrientes en el medio, los cuales en la mayoría de los casos son aportados por el sustrato. Sin embargo, es aún más importante la relación entre las masas de carbono y nitrógeno en el sustrato, la cual debe encontrarse entre 16:1 y 25:1. Esta relación tiende a disminuir durante la digestión debido a la remoción del carbono, mejorando de esa manera la calidad de los residuos para su uso como fertilizante, debido a su contenido nitrogenado y de otros minerales. En el caso particular del uso de estiércol de ganado como sustrato, la relación es de sólo 8:1 e incluso esta relación es aún menor con estiércol porcino y aviar, por lo que se encuentra fuera del intervalo óptimo para la digestión. Una forma de obtener la relación carbono-nitrógeno deseada es realizar una cofermentación añadiendo un sustrato secundario. Tal es el caso de la paja de trigo, cuya relación C:N es de 80:1. Otros nutrientes también deben encontrarse en cierta proporción, por ejemplo, el fósforo y el azufre deben de tener una relación C:P:S de (500-1000):5:3 [Wever et al].

### **2.1.3. Rendimiento de biogás a partir de sustratos diversos**

Antes de introducir los sustratos al digestor se requiere en la mayoría de los casos una preparación previa, la cual consiste básicamente en la trituration del sustrato y su mezcla-

do con agua. El contenido de sólidos dentro del digester anaerobio puede variar entre 3 y 10 % dependiendo si éste cuenta con un dispositivo de mezclado en el interior, lo que permite mantener una concentración mayor de sólidos. En el caso de digestores mesofílicos y termofílicos, además del pretratamiento mencionado, también es recomendable precalentar el sustrato antes de introducirlo al reactor.

La cantidad de biogás producida no sólo depende del sustrato sino también de las condiciones ambientales del digester, particularmente la temperatura y pH, pero por lo general se encuentra en intervalos registrados en la práctica como los listados en la Tabla 2.1. Las variaciones de producción de biogás que se encuentran en la tabla se deben a las condiciones operativas del digester. Por tal motivo se especifican parámetros de diseño para un biodigester mezclado y a una temperatura de 36 ° C. Estos valores se ubican entre paréntesis en la Tabla 2.1 [Wever et al].

#### **2.1.4. Bioquímica y microbiología de la digestión anaerobia**

El proceso anaerobio involucra una compleja serie de reacciones bioquímicas y se puede dividir en cuatro etapas que se desarrollan de manera simultánea y secuencial: hidrólisis, acidogénesis, acetogénesis y metanogénesis [Batstone et al]. La digestión anaerobia es una interacción compleja y especializada de una comunidad microbiana constituida por los dominios Bacteria y Archaea, unidos en una red alimenticia sintrófica y simbiótica en dos procesos muy importantes: la acidogénesis y metanogénesis [Nielsen et al].

##### **2.1.4.1. Hidrólisis**

Los conceptos de desintegración, solubilización e hidrólisis enzimática son usualmente expresados por el término cinético general de hidrólisis. Durante esta etapa las moléculas o grandes polímeros ( $M_w 10^3 - 10^9$ ) son reducidos de tamaño, pasan de ser moléculas complejas solubles e insolubles como carbohidratos, proteínas, lípidos y ácidos nucleicos ( $M_w 100 - 350$ ) que no pueden ser directamente metabolizados por los microorganismos anaerobios, a ser monómeros o moléculas más pequeñas y simples. La hidrólisis de polímeros orgánicos es llevada a cabo por enzimas extracelulares (proteasas, celulasas, lipasas y amilasas), producidas por bacterias fermentativas primarias. Esto facilita el transporte a través de la membrana celular para el metabolismo de los monómeros liberados (aminoácidos, monosacáridos, ácidos grasos de cadena larga y glicerol) [Vavlin et al]. Algunos de los microorganismos más representativos son los pertenecientes a los géneros *Acidaminobacter*, *Acetovibrio*, *Bacillus*, *Bifidobacterium*, *Butyrivibrio*, *Clostridium*, *Desulforomonas*, *Desulfobacter*, *Escherichia*, *Eubacterium*, *Lac-*

Tabla 2.1: Característica de diversos sustratos y la ganancia de biogás de su digestión.

Sustrato	DM % de materia fresca	oDM % de materia fresca	Biogás m <sup>3</sup> /kg oDM	Metano % de m <sup>3</sup> CH <sub>4</sub> /m <sup>3</sup> Biogás
Estiércol de ganado bovino en base húmeda	7.5 - 13	6.4 - 10	0.17 - 0.63 (0.38)	53 - 62 (55)
Estiércol de cerdo "cerdaza" en base húmeda	2.3 - 11	1.3 - 7.1	0. - 0.88 (0.42)	47 - 68 (60)
Estiércol de ganado bovino seco con paja	25	21	(0.45)	55
Estiércol de caballo sólido seco con paja	27	23	0.3 - 0.4 (0.44)	52
Estiércol de pollo de engorda "Pollinaza"	25	22	0.15 - 0.53 (0.50)	42 - 68 (55)
Estiércol de borrego seco con paja	-	-	0.4 - 0.5	50 - 60
Estiércol de cerdo "cerdaza" con paja	15 - 25	12 - 20	0.45	
Paja de trigo			0.25 - 0.4 (0.4)	52
Zacate de maíz			0.5	
Suero de leche	5		(0.75)	(53)
Hoja de cultivo de papa			0.5 - 0.6	52
Ensilado de pasto	27 - 57	25 - 46	0.21 - 0.7 (0.60)	52 - 56
Lucerna	14 - 35	12 - 31	0.55 - 0.8 (0.53)	55
Ensilado de maíz	25 - 37	24 - 36	0.3 - 1.13 (0.65)	47 - 69
Ensilado de cereal (centeno)	25 - 61	23 - 58	0.49 - 0.68 (0.60)	59 - 62 (52)
Pasto Sudán	33 - 46	14 - 36	0.33 - 0.38 (0.33)	54 - 62 (63)
Ensilado de remolacha	10 - 11	9.3 - 9.9	0.7 - 1.13 (0.70)	52
Grasa derivada de trampas	48	85	0.7 - 1.3	60 - 77
Contenido de mondongo	11 - 19	9 - 16	0.2 - 0.4	60
Contenido de rumen			0.45 - 0.55 (0.48)	44 - 55 (50)
Harina animal			0.5 - 0.8	
Glicerina	100		(0.85)	50
Ojuelo de malta	21 - 25	20 - 24	0.42 - 0.85 (0.52)	55 (50)
Residuos de producción de etanol (origen trigo)	4.6 - 76	4.3 - 71	0.39 - 0.72 (700)	53 - 55 (55)
Cáscara de papa	25		(0.61)	50
Melazas	5		(0.68)	54
Residuo de cantinas	14 - 19	12 - 16	0.15 - 0.68 (0.68)	43 - 77 (60)
Aceite de freír usado	95		0.874 (1.00)	(68)

(DM = materia seca por sus siglas en ingles; oDM = materia orgánica seca). Valores en paréntesis son parámetros de diseño en digestores de tecnología de punta [Biogasrechner].

tobacillus, Pseudomas, Propionibacterium, Smithella, Streptococcus, Butyrivibrio y otros géneros pertenecientes a los phyla Proteobacteria y Firmicutes [Díaz et al].

#### 2.1.4.2. Acidogénesis y acetogénesis

En esta etapa los monómeros liberados anteriormente son degradados mediante reacciones fermentativas, en donde los compuestos orgánicos funcionan como aceptores y donadores de electrones. Los principales productos de esta etapa son ácidos grasos volátiles (AGV), que funcionan como intermediarios degradativos, como son alcoholes, ácido propiónico, n-butírico, n-valérico, capríónico y láctico. Así como los precursores directos para la formación de metano ( $CH_4$ ), que son el ácido fórmico, metilaminas, ácido acético, metanol, hidrógeno ( $H_2$ ) y  $CO_2$ . Los monómeros son degradados por Lactobacillus, Escherichia, Staphylococcus, Micrococcus, Bacillus, Pseudomonas, Streptococcus [Wever et al].

El ácido acético es el mayor intermediario en la cadena alimenticia anaerobia. Diversos sustratos como  $CO_2$ ,  $H_2$ , carbohidratos, alcoholes, ácidos carboxílicos, aldehídos, compuestos aromáticos y algunos sustratos halogenados pueden ser oxidados y producir reductores utilizables para la reducción de  $CO_2$  a acetato, por medio de la ruta del acetyl-CoA mejor conocida como ruta heterofermentadora. Cuando las hexosas (azúcares de seis carbonos) son convertidas exclusivamente a acetato, la reacción fermentativa es llamada homoacetogénesis. Son bacterias estrictamente anaerobias, los géneros más representativos en digestores anaerobios son Clostridium, Acetoanaerobium, Acetobacterium, Acetogenium, Butyribacterium, Paleobacter, Treponema y Halophaga. Existe otro tipo de bacterias acetógenas que se caracterizan por la producción obligada de  $H_2$  y por su participación en la degradación de compuestos aromáticos, se denominan OHPA (Obligate Hydrogen Producing Acetogens): Syntrophomonas, Syntrophobacter, Syntrophospora y Syntrophus [Wever et al].

#### 2.1.4.3. Metanogénesis

La formación de  $CH_4$ , el cual es el último producto de la digestión anaerobia está limitado a tres tipos de precursores:  $CO_2$ , compuestos que contengan un grupo metilo y acetato. Todos los metanógenos son estrictamente arqueas (dominio Archea) anaerobias oxígeno-sensibles, que pertenecen al phylum Euryarchaeota. Aunque las arqueas son organismos muy antiguos, su existencia fue evidenciada cuando Béchamp y Popoff descubrieron su existencia en el siglo XIX gracias a la formación de gas metano debido a la actividad microbiológica [Wever et al].

Cuando la metanogénesis es mediada por el  $CO_2$  como precursor se denomina hidrogenotrófica o hidrogenófila y se utiliza  $H_2$  como principal donador de electrones [Wever et al].

### Reacciones de la metanogénesis hidrogenotrófica

A partir de dióxido de carbono  $4H_2 + CO_2 \rightarrow CH_4 + 2H_2O$

A partir de formiato  $4HCOOH \rightarrow CH_4 + 3CO_2 + 2H_2O$

A partir de isopropanol  $CO_2 + 4CH_3CH(OH)CH_3 \rightarrow CH_4 + 4CH_3(CO)CH_3 + 2H_2O$

A partir de monóxido de carbono  $4CO + 2H_2O \rightarrow CH_4 + 3CO_2$

El segundo tipo es la metanogénesis metilotrónica, que incluye metanol, metilaminas y sulfatos metilados como precursores para la formación de  $CH_4$  [Wever et al].

### Reacciones de la metanogénesis metilotrónica

A partir de metanol  $4CH_3OH \rightarrow 3CH_4 + CO_2 + 2H_2O$

A partir de metanol e hidrógeno  $CH_3OH + H_2 \rightarrow CH_4 + H_2O$

A partir de dimetilsulfuro  $2(CH_3)_2S + 2H_2O \rightarrow 3CH_4 + CO_2 + 2H_2S$

A partir de metilamina  $4CH_3NH_2 + 2H_2O \rightarrow 3CH_4 + CO_2 + 4NH_3$

A partir de dimetilamina  $2(CH_3)_2NH + 2H_2O \rightarrow 3CH_4 + CO_2 + 2NH_3$

A partir de trimetilamina  $4(CH_3)_3N + 6H_2O \rightarrow 9CH_4 + 3CO_2 + 4NH_3$

A partir de cloruro de metilamonio  $4CH_3NH_3Cl + 2H_2O \rightarrow 3CH_4 + CO_2 + 4NH_4Cl$

El tercer tipo es la metanogénesis acetotrófica o acetoclástica, donde el precursor principal es el ácido acético. En ambientes naturales dos terceras partes del  $CH_4$  generado biológicamente deriva del acetato [Wever et al].

### Reacción de la metanogénesis acetotrófica

A partir de ácido acético  $CH_3COOH \rightarrow CH_4 + CO_2$

#### 2.1.4.4. Influencia de la temperatura sobre aspectos bioquímicos durante el proceso de biodigestión

El proceso anaerobio se produce en un amplio rango de temperaturas, que van desde  $0^\circ$  a  $97^\circ\text{C}$ , teniéndose tres rangos principales de temperatura, psicrófilico (por debajo de  $25^\circ\text{C}$ ), mesófilico (entre  $25$  y  $45^\circ\text{C}$ ) y termófilico (entre  $45$  y  $65^\circ\text{C}$ ), siendo la tasa máxima específica de crecimiento mayor conforme aumenta la temperatura. Dentro de cada rango de temperatura, existe un intervalo en que dicho parámetro se hace máximo. La velocidad del proceso aumenta con la temperatura, al igual que los requerimientos. Cuanto mayor es la duración del tiempo de retención menor es la diferencia entre las velocidades de degradación

a diferentes temperaturas. La temperatura más utilizada en la digestión anaerobia de residuos es dentro del rango mesofílico, alrededor de 35-37°C, para mejorar la destrucción de organismos patógenos.

La temperatura normal de operación dentro del rango termofílico está sobre los 55°C (52-56°C), dado que por encima de este nivel los microorganismos acetogénicos disminuyen drásticamente su velocidad de crecimiento, y la tasa específica de crecimiento de los microorganismos metanogénicos continua aumentando hasta los 70°C. El efecto inhibitor del amonio es mayor en el rango termofílico que en el mesofílico por el aumento de la concentración de  $NH_3$ . Un problema adicional al de inhibición por amonio es la mayor tasa de hidrólisis de proteínas en el rango termofílico frente al mesofílico. El tratamiento termofílico presenta la importante ventaja de la mayor eliminación de organismos patógenos, que puede ser un factor clave en función del destino final del efluente, sobre todo para su uso como fertilizante orgánico [CIATEC].

### Tasa de crecimiento de bacterias

Idealmente el crecimiento de las poblaciones bacterianas sigue un crecimiento exponencial en el tiempo. Puesto que el crecimiento de la población bacteriana ocurre por división de las células individuales, la tasa de crecimiento bacteriano es proporcional al tamaño de la población, lo cual se puede observar en la Figura 2.1, [CIATEC].

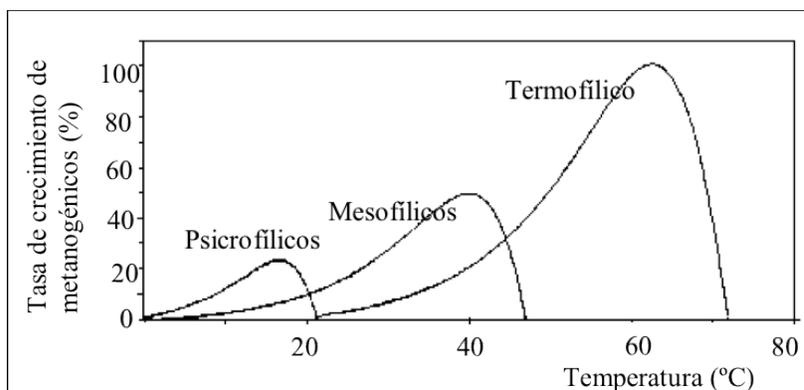


Figura 2.1: Tasa de crecimiento de bacterias [CIATEC].

### 2.1.5. Poder calorífico y calidad del biogás como combustible

El poder calorífico del biogás es determinado por la fracción del metano, que puede variar entre 50 % hasta 80 %, siendo dióxido de carbono, gas inerte, el principal componente del gas

Tabla 2.2: Comparación de parámetros técnicos entre el gas natural y el Biogás [Wever et al].

	Gas natural	Biogás (Digestor)	Biogás (Relleno sanitario)
Poder calorífico inferior [kWh/m <sup>3</sup> ], ([MJ/m <sup>3</sup> ])	9.3 - 10.8 (36.2)	5 - 7.5 (22.5)	4.5 - 5.5 (18)
Número de metano	70 - 94	124 - 150	136
Metano [m <sup>3</sup> CH <sub>4</sub> /100 m <sup>3</sup> ]	84 - 98	45 - 75	45 - 55
Dióxido de metano [m <sup>3</sup> CO <sub>2</sub> /100 m <sup>3</sup> ]	<2	25 - 55	25 - 30
Nitrógeno [m <sup>3</sup> N <sub>2</sub> /100 m <sup>3</sup> ]	<10	<5	<25
Oxígeno [m <sup>3</sup> O <sub>2</sub> /100 m <sup>3</sup> ]	<3	<2	<5
Requerimiento teórico de aire para combustión [m <sup>3</sup> Biogás/m <sup>3</sup> ]	9.5	6.6	6

restante; aunque es importante mencionar que se tienen compuestos traza en composiciones menores al 2 %. Con una concentración de 40 % de metano, el poder calorífico equivale a 14.3 MJ/Nm<sup>3</sup>, y puede alcanzar 28.6 MJ/Nm<sup>3</sup> con una concentración de 80 % de metano. El biogás, al salir del digestor, está saturado de vapor de agua, lo cual reduce el poder calorífico. Dependiendo de la temperatura del digestor, el contenido de vapor agua puede llegar hasta el 6 %, por lo que el poder calorífico del biogás en el sitio es hasta un 15 % menor que el valor determinado en laboratorio, refiriéndose al estado seco. Ver la Tabla 2.2 para comparaciones [Wever et al].

Mientras que pequeñas cantidades de nitrógeno y oxígeno sólo reducen el poder calorífico del biogás, otros compuestos traza, como el ácido sulfhídrico y los siloxanos, son particularmente dañinos para los sistemas de combustión, aún cuando estos últimos aparecen con una concentración muy baja, de pocas ppm, pueden causar daños severos en los motogeneradores debido a la transformación en silicatos abrasivos durante la incineración. Se debe de mencionar que los siloxanos son compuestos traza encontrados principalmente en el biogás proveniente de rellenos sanitarios. Como los rellenos sanitarios son el eslabón final en el ciclo de vida de una gran variedad de productos, éstos contaminan el biogás con compuestos de menor concentración, como los clorofluorocarbonados (CFCs). Por ende, es indispensable considerar el análisis exhaustivo de la composición en proyectos de aprovechamiento de biogás en rellenos sanitarios [Wever et al].

### 2.1.6. Depuración del biogás

El mayor problema de la utilización de biogás se debe a la presencia del sulfuro de hidrógeno, que cuando no se cuenta con un algún tratamiento biológico, supera, por lo general, los 200 ppm. La reducción de  $H_2S$  integrada en el mismo digestor, es efectuada por diversos procesos utilizando reacciones biológicas, químicas o efectos físicos, los cuales se describen brevemente a continuación [Wever et al]:

#### Procesos biológicos

La desulfuración dentro del digestor es la más económica entre las opciones de proceso y da resultados satisfactorios para la utilización de biogás en el sitio. Los microorganismos oxidantes del sulfuro de hidrógeno colonizan las superficies encima de la fase líquida del digestor. El oxígeno necesario para esa reacción bioquímica se encuentra en una concentración del 1 al 3%, por lo que tiene que ser inyectado en forma de aire al digestor mediante un pequeño soplador. Además, es posible conducir el biogás enriquecido con oxígeno sobre un filtro de percolación fuera del digestor que permite el crecimiento de microorganismos oxidantes del  $H_2S$ . La eficiencia de remoción en el filtro de percolación es muy alta y permite formar en continuo los productos de la oxidación. Para eso, en un tanque previo a la bomba de recirculación se sedimenta el azufre y el sulfato, productos que pueden ser utilizados como fertilizantes.

#### Procesos químicos

Un proceso químico es aquel que remueve el  $H_2S$  mediante reacciones que ocurren entre este gas y materiales sólidos como los óxidos e hidróxidos de hierro y de zinc; lo mismo puede suceder con iones de hierro que se encuentran en solución en forma de complejos quelados. La regeneración de los sólidos utilizados en estos procesos por absorción es limitada, mientras que el proceso en fase líquida llamado “Lo Cat Process” permite la regeneración, con azufre como producto.

#### Procesos físicos

Los procesos de adsorción en carbono activado o zeolitas son muy comunes para aplicaciones a pequeña escala. Este proceso consta de una columna del absorbente, la cual se satura con el  $H_2S$  y también de otros compuestos traza. Al momento de llegar al punto de saturación se puede regenerar el cartucho con un gas libre del contaminante (aire) a temperaturas

elevadas o vacío, o intercambiarlo por uno nuevo, como es la práctica para plantas pequeñas.

Existen otros procesos de depuración para eliminar el  $CO_2$  del biogás, éste se llama depuración a grado equivalente al gas natural, sin embargo a medida que aumente el número de tratamientos que se le de al combustible más se encarecerá éste.

## 2.2. Turbinas de gas

La turbina de gas es la más adaptable fuerza motriz cuando se consideran las necesidades tales como el costo de capital, el tiempo desde la planificación hasta su finalización, los costos de mantenimiento y los costos de combustible. La turbina de gas tiene el mantenimiento más bajo y el costo de capital de cualquier fuerza motriz importante (Turbinas de vapor o motores de combustión interna). También tiene el tiempo de terminación más rápida hasta la completa operación que cualquier planta. Su desventaja es su alta demanda de calor, pero esto ha sido mejorado con el paso de los años y las nuevas turbinas se encuentran entre los tipos de motores primarios más eficientes. La combinación de ciclos de plantas aumenta aún más las eficiencias entre 60 y 65% [Meherwan].

El diseño de cualquier turbina de gas debe cumplir con los criterios esenciales sobre la base de consideraciones operacionales. Los principales de estos criterios son:

1. Alta eficiencia
2. Alta fiabilidad y por lo tanto una alta disponibilidad
3. Facilidad de servicio
4. Facilidad de instalación y puesta en marcha
5. Conformidad con las normas ambientales
6. La incorporación de los sistemas auxiliares y de control, que tienen un alto grado de fiabilidad
7. Flexibilidad para satisfacer diferentes necesidades de servicio y de combustible, como es el biogás.

Los dos factores, que más afectan a la eficiencia de la turbina de alta, son la relaciones de presión y la temperatura. El compresor de flujo axial, que produce el gas de alta presión en la turbina, ha experimentado un cambio dramático ya que la relación de presión de la turbina

de gas se ha incrementado de 7:1 a 40:1. El aumento de la relación de presión aumenta la eficiencia térmica de la turbina de gas cuando se acompaña con el aumento de la temperatura de ingreso a la turbina. El aumento de la relación de presión aumenta la eficiencia global a una temperatura dada, sin embargo el aumento de la relación de presión más allá de un cierto valor en cualquier temperatura de ingreso a la turbina dada en realidad puede resultar en la reducción de la eficiencia del ciclo global. También hay que señalar que las relaciones de presión muy altas tienden a reducir el rango de operación del compresor de la turbina. Esto hace que el compresor de la turbina sea mucho más intolerantes a la acumulación de suciedad en el filtro de aire de entrada y en los álabes del compresor, esto crea grandes caídas en la eficiencia del ciclo y el rendimiento. En algunos casos, puede conducir a la pérdida del compresor, que a su vez puede conducir a apagado de la combustión, o incluso daño grave y el fallo completo de los álabes del compresor y los cojinetes radiales y de empuje de la turbina de gas [Meherwan].

El efecto de la temperatura de arranque de la turbina (firing turbine temperature) es muy predominante por ejemplo por cada 100 °F (55.5 °C) en la temperatura, el trabajo aumenta aproximadamente un 10 % y da alrededor de un 1.5 % de aumento en la eficiencia. Relaciones de presión y temperaturas de entrada a la turbina más altas mejorar la eficiencia de las turbinas de gas de ciclo simple (refierase a ciclo simple como un ciclo sin regeneración). La figura 1.7 muestra un mapa de gas rendimiento de la turbina de ciclo simple, graficandolo como una función de la relación de presión y temperatura de entrada de la turbina.

Otra forma de lograr una mayor eficiencia es con regeneradores. La Figura 2.2 muestra los efectos de la relación de presiones y temperaturas en la eficiencia y el trabajo de un ciclo regenerativo. El efecto de la relación de presión de este ciclo es opuesta a la experimentada en el ciclo simple. Los regeneradores pueden aumentar la eficiencia tanto como 15-20 % a temperaturas de funcionamiento de hoy en día. Las proporciones óptimas de presión son aproximadamente 20:1 para un sistema regenerativo en comparación a 40:1 para el ciclo simple a altas temperaturas de entrada de la turbina de hoy en día que están empezando a acercarse a 3000 °F (1649 °C).

La alta disponibilidad y la fiabilidad son los parámetros más importantes en el diseño de una turbina de gas. La disponibilidad de una planta de energía es el porcentaje de tiempo que la planta está disponible para generar energía en un período dado. La fiabilidad de la planta es el porcentaje de tiempo entre reparaciones planificadas.

La definición básica de la disponibilidad de una planta de energía se define como:

$$A = (P - S - F)/P \quad (2.1)$$

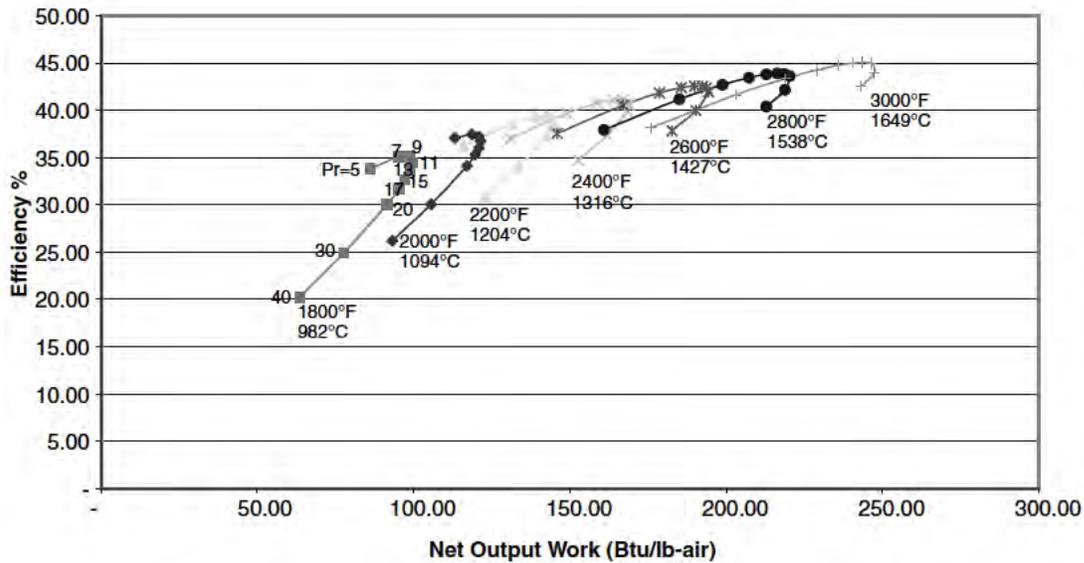


Figura 2.2: Mapa de desempeño de una turbina regenerativa [Meherwan].

Donde:

$P$  = Periodo de tiempo, usualmente este utiliza un año, lo cual sería 8760 horas.

$S$  = Mantenimientos programados

$F$  = Mantenimientos forzados

La definición básica de la fiabilidad de una planta de energía se define como:

$$R = (P - F)/P \quad (2.2)$$

La disponibilidad y fiabilidad tienen un impacto muy importante en la economía de la planta. La fiabilidad es esencial cuando se requiere que la energía esté disponible la mayor parte del tiempo. Cuando la alimentación no está disponible, se debe generar o comprar y puede ser muy costoso en el funcionamiento de una planta. Interrupciones planificadas se programan durante períodos no pico. Períodos pico son cuando se genera la mayor parte de los ingresos, ya que por lo general hay distintos niveles de precios en función de la demanda. Muchos acuerdos de compra de energía tienen cláusulas que contienen los pagos por capacidad, por lo que la disponibilidad de plantas es fundamental en la economía de la planta.

Facilidad de instalación y puesta en marcha son otras de las razones para el uso de turbinas de gas. Una unidad de turbina de gas puede ser probada y se empaquetada en la fábrica. El uso de una unidad debe ser planificado cuidadosamente para causar el menor número de ciclos de arranque como sea posible. Frecuentes arranques y paradas en la puesta en marcha

reducen en gran medida la vida útil de la unidad [Meherwan].

### 2.2.1. Clasificación de las turbinas de gas

1. Turbinas de gas de marco (Frame) de servicio pesado. Las unidades de marco son grandes unidades de generación de energía que van desde 3 MW a 480 MW en una configuración de ciclo simple, con eficiencias que van desde 30 hasta 46 %.
2. Turbinas de gas aero-derivativas de aeronaves. Como su nombre indica, se trata de unidades de generación eléctrica, que se originó en la industria aeroespacial como el motor principal de aeronaves. Estas unidades se han adaptado para la industria de generación eléctrica mediante la eliminación de los ventiladores de derivación, y la adición de una turbina de potencia en sus gases de escape. Estas unidades varían en potencia de 2,5 MW a 50 MW. Las eficacias de estas unidades pueden variar desde 35-45 %.
3. Pequeñas turbinas de gas. Estas turbinas de gas están en el intervalo de aproximadamente 0.5-2.5 MW. A menudo tienen compresores centrífugos y turbinas de flujo de entrada radiales. La eficiencia en las aplicaciones de ciclo simple varían de 15-25 %.
4. Microturbinas. Estas turbinas están en el intervalo de 20 kW-350 kW. El crecimiento de estas turbinas ha sido espectacular desde finales de 1990, ya que hay un aumento en el mercado de generación distribuida.

#### 2.2.1.1. Turbinas de marco o trabajo pesado (heavy duty)

Estas turbinas de gas fueron diseñadas después de la Segunda Guerra Mundial y se introdujeron en el mercado a principios de 1950. El diseño inicial de la turbina de gas de trabajo pesado era en gran parte una extensión del diseño de la turbina de vapor. Restricciones de peso y el espacio no fueron factores importantes para estas unidades de base, por lo que las características de diseño incluyen carcasas de pared gruesa, dividida en líneas centrales horizontales, cojinetes de manga, cámaras de combustión de gran diámetro, secciones de perfil aerodinámico gruesos para álabes y estatores, y grandes áreas frontales. La relaciones de presión en general de estas unidades varían de 5:1 para las unidades más viejas a 35:1 para las unidades en servicio actual. Las temperaturas de entrada de la turbina se han incrementado y ahora operan a temperaturas tan altas como 2500 °F (1371 °C) en algunas unidades. Esto hace que la turbina de gas sea uno de los motrizes principales más eficientes en el mercado,

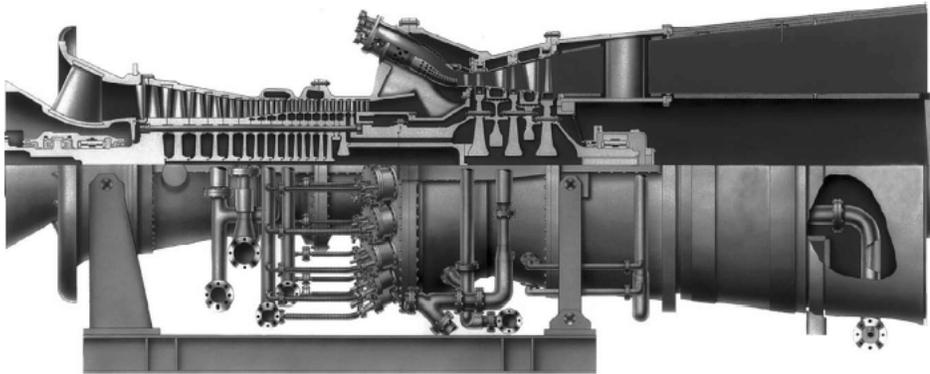


Figura 2.3: Turbina de gas tipo marco con combustores cilindro-anulares (cortesía de GE Power Systems)

hoy en día alcanzan eficiencias de hasta un 50 %. Se proyecta que las temperaturas se acerquen a 3000 ° F (1649 ° C) en un futuro, si se esto se consigue, haría de la turbina de gas una unidad incluso más eficiente. Los Programas de turbinas de gas avanzadas patrocinados por el Departamento de Energía de los EE.UU. tiene estas altas temperaturas, como uno de sus objetivos. Para lograr estas altas temperaturas, se está utilizando el enfriamiento del vapor en los últimos diseños para alcanzar el objetivo de mantener la temperatura del metal de los álabes por debajo 1300 ° F (704 ° C) y evitar problemas de corrosión por temperatura.

Las turbinas de gas industriales de trabajo pesado emplean compresores y turbinas de flujo axial. La turbina industrial consiste en un compresor de flujo axial de 15-17 etapas, con múltiples combustores anulares cada uno conectado al otro por medio de tubos de cruce (cross-over tubes). Los tubos de cruce ayudan a propagar las llamas de un combustor posible para todas las otras cámaras y también aseguran una igualación de la presión entre cada cámara de combustión. Los diseños industriales europeos antiguos tienen combustores laterales de una etapa. Los nuevos diseños europeos no utilizan la cámara de combustión lateral en la mayoría de sus diseños. Los diseños europeos más nuevos tienen combustores de cilíndrico-nulares o anular laterales (tipo silo), los combustores tenía una tendencia a deformar la carcasa. La figura 2.3 es una representación en sección transversal de la GE Industrial Tipo de turbina de gas, con cámaras de combustión (combustores) cilindro-anulares, y en la figura 2.4 es una representación de la sección transversal de la turbina de gas Siemens con combustor tipo silo. El expansor de la turbina consta de una turbina de flujo axial 2-4-etapa, que acciona tanto el compresor de flujo axial y el generador.



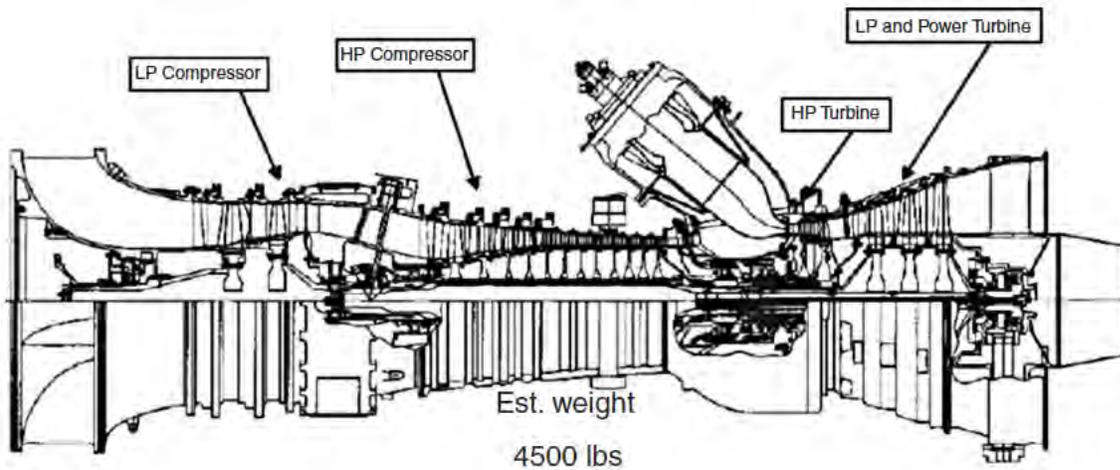


Figura 2.5: Turbina de gas aero-derivativa [Meherwan].

de un motor aero-derivado.

Tanto la industria de la energía y las industrias petroquímicas utilizan las turbinas de aeronaves. La industria de la energía utiliza estas unidades en un modo de ciclo combinado para la generación de energía, especialmente en las zonas remotas, donde los requerimientos de energía son de menos de 100 MW. La industria petroquímica utiliza este tipo de turbinas en alta mar plataformas especialmente para la re-inyección de gas, y como plantas de energía para estas plataformas en alta mar, esto debido a su tamaño compacto y la capacidad de ser reemplazadas fácilmente y luego enviadas para su reparación. La turbina de gas aero-derivativa también es ampliamente utilizada por las empresas de transporte de gas y plantas petroquímicas, especialmente para muchos mecanismos de velocidad variable. Estas turbinas se utilizan también como principales unidades de destructores y cruceros.

### 2.2.1.3. Pequeñas turbinas de gas

Muchas turbinas de gas pequeñas que producen menos de 5 MW están diseñados de manera similar a las turbinas más grandes ya discutidas, sin embargo, hay muchos diseños que incorporan compresores centrífugos o combinaciones de compresores centrífugos y axiales, así como turbinas de flujo de entrada radial. Una pequeña turbina a menudo se compondrá de un compresor centrífugo de una sola etapa produciendo una relación de presión tan alta como 6:1, una cámara de combustión (combustor) lateral simple en la que se alcanzan temperaturas de aproximadamente 1800 ° F (982 ° C), y turbinas de flujo de entrada radial. La figura 2.6 muestra un esquema de una turbina típica de éste tipo. Aire es inducido a través del conducto

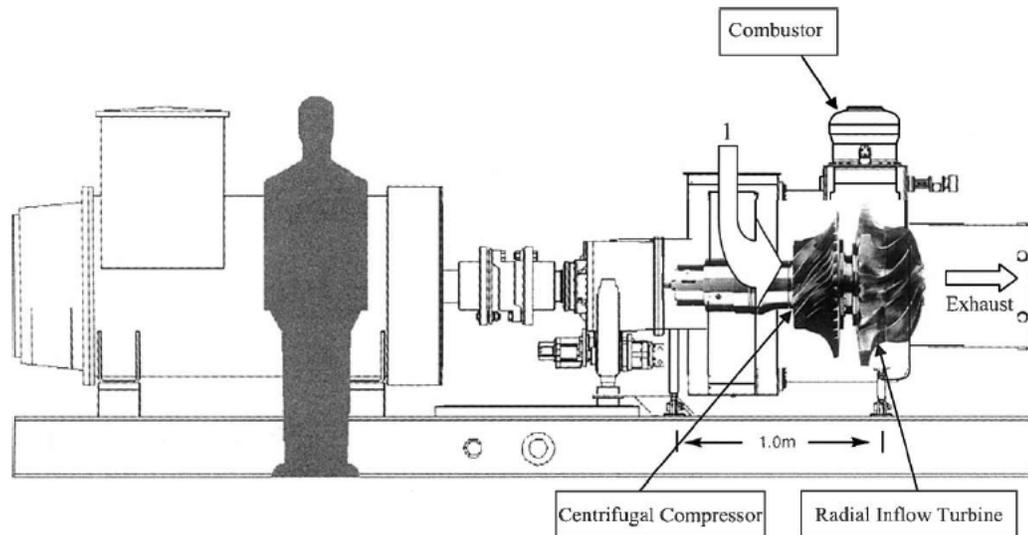


Figura 2.6: Pequeña turbina de gas de flujo radial mostrando el rotor de la turbina [Meherwan].

de entrada al compresor centrífugo, que gira a alta velocidad impartiendo energía al aire. Al salir el aire del impulsor con un aumento de la presión y velocidad, pasa a través de un difusor de alta eficiencia, que convierte la energía de la velocidad en presión estática. El aire comprimido, contenido en una carcasa de presión, fluye a baja velocidad a la cámara de combustión, que es una cámara de combustión lateral. Una parte del aire que entra en la cámara de combustión de la cabeza, se mezcla con el combustible, y se quema continuamente. El resto del aire entra a través de la pared de la cámara de combustión y se mezcla con los gases calientes.

Buena atomización y mezclando controlado del combustible aseguran una distribución uniforme de la temperatura en los gases calientes, que pasan a través de la voluta para entrar en las toberas de entrada de la turbina de flujo radial. La alta aceleración y expansión de los gases se combinan dentro de las boquillas de ingreso y de la turbina se combinan para impartir energía de rotación, que se utiliza para accionar la carga externa y auxiliares en el lado frío de la turbina. La eficiencia de una pequeña turbina es por lo general mucho menor que una unidad más grande debido a la limitación de la temperatura de entrada de la turbina y las eficiencias inferiores de los componentes. La temperatura de entrada de turbina está limitada debido a que los álabes de la turbina no se enfrían. Los compresores de flujo radial e impulsores inherentemente tienen rendimientos más bajos que los axiales. Estas unidades son resistentes y su sencillez en el diseño asegura muchas horas de funcionamiento sin problemas.

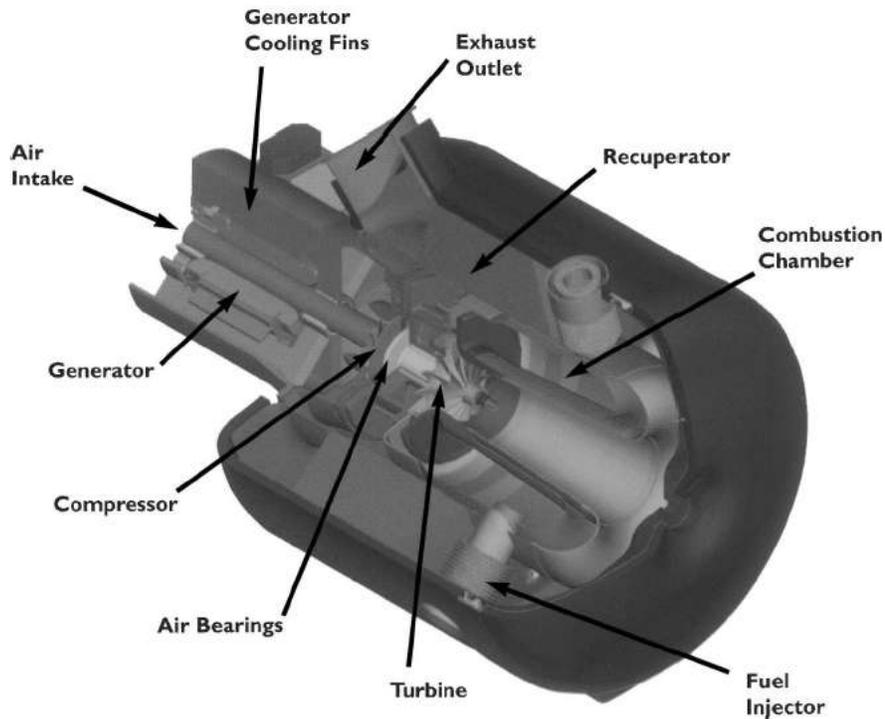


Figura 2.7: Esquema de una micro-turbina de gas compacta (Cortesía de Capstone Corporation).

Una manera de mejorar las eficiencias bajas de ciclo total, 18-23 %, es utilizar el calor residual de la unidad de turbina. Eficiencias térmicas altas (30-35 %) se puede conseguir, ya que casi todo el calor que no se convierte en energía mecánica está disponible en los gases de escape, y la mayor parte de esta energía puede ser convertida en trabajo útil. Estas unidades cuando se coloca en una aplicación de producción combinada de calor pueden alcanzar eficiencias del proceso total de hasta el 60-70 %.

#### 2.2.1.4. Micro turbinas de gas

Cuando se habla de microturbinas por lo general se refiere a las unidades de menos de 350 kW. Estas unidades son accionados generalmente por combustible diésel o de gas natural. Utilizan la tecnología ya desarrollada. Las unidad de microturbinas pueden ser flujo axial o flujo de entrada centrifuga-radial. El costo inicial, la eficiencia, y las emisiones son los tres criterios más importantes en el diseño de estas unidades.

Para que las micro-turbinas tengan éxito, tiene que ser de tamaño compacto, tener bajo costo de fabricación, alta eficiencia, funcionamiento silencioso, arranques rápidos, y un mí-

nimo de emisiones. Estas características, de lograrse, harían de las micro-turbinas excelentes candidatos para proporcionar la carga de base y cogeneración de energía a una gran variedad de clientes comerciales. Las microturbinas son en gran parte un conjunto de tecnologías que ya han sido desarrollados. Los retos son en el empaquetado económico de estas tecnologías.

Los micro-turbinas del mercado actual están por los rangos de alrededor de 20 a 350 kW. Las micro-turbina actuales utiliza turbinas y compresores de flujo radial, como se ve en la figura 2.7. Para mejorar la eficiencia general los regeneradores térmicos se utilizan en el diseño de las micro-turbinas, y en combinación con enfriadores de absorción, u otras cargas térmicas pueden obtenerse eficiencias muy altas.

### 2.2.2. Producción de electricidad con biogás utilizando una turbina de gas

El biogás puede ser convertido en energía eléctrica por medio de turbinas de gas de pequeña, mediana y gran capacidad (20 MWe y más) a una temperatura máxima de 1200 °C. La tendencia es alcanzar mayores temperaturas y presiones, y consigo incrementar la capacidad eléctrica y la eficiencia.

Las partes principales de una turbina de gas son el compresor, la cámara de combustión, y la turbina.

El aire del ambiente es comprimido e introducido a la cámara de combustión, donde se inyecta biogás y se lleva a cabo la combustión de los mismos. Los gases de la combustión luego pasan a la turbina donde se expanden y transfieren su energía a la turbina. La turbina proporciona potencia por un lado al compresor y por el otro al generador eléctrico. Los gases de escape abandonan la turbina a una temperatura aproximada de 400-600 °C. Este calor residual puede ser utilizado para generar vapor y utilizarlo en una turbina vapor aunado al ciclo de gas (ciclo combinado, ver figura 2.8), para procesos de calentamiento, para precalentar el aire que entra a la cámara de combustión (ciclo regenerativo), etc.

La turbina de gas se regula variando el suministro de biogás a la cámara de combustión.

Las turbinas de gas se caracterizan por producir emisiones de  $NO_x$  muy bajas en sus gases de escape si se utiliza biogás descontaminado éste valor puede ser de 25 ppm. El contenido de  $CO$  puede reducirse con catalizadores a la salida de los gases.

Se pueden obtener mayores eficiencias aumentando la temperatura de entrada a la cámara de combustión, lo que presupone materiales resistentes a altas temperaturas y tecnologías más complicadas para el enfriamiento de los álabes. Por lo que turbinas con altas eficiencias requieren mantenimientos más intensivos.

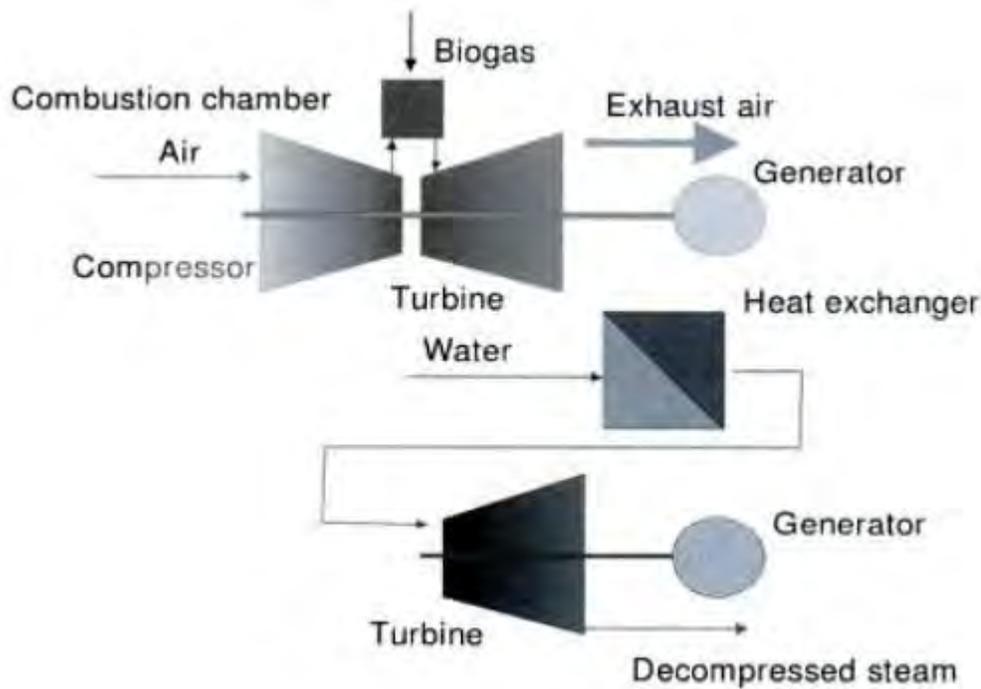


Figura 2.8: Turbina de gas con proceso de recuperación de calor en una turbina de vapor corriente abajo en el ciclo [Deublein et al].

### 2.2.3. Ciclo termodinámico de turbina de gas

Las turbinas de gas son equipos turbomotores utilizados en la aviación y en la producción de electricidad; en lo que refiere a la producción de energía eléctrica, la turbina de gas es una planta que para su tamaño y peso produce una gran cantidad de energía. En los últimos 40 años se ha incrementado significativamente el número de turbinas de gas en servicio, en la industria de la generación de electricidad, las industrias mercantiles y la industria petroquímica generando grandes utilidades alrededor del mundo. Su compactidad, bajo peso y la utilización de múltiples combustibles, la hace una planta perfecta para la utilización de biocombustibles.

#### 2.2.3.1. Ciclo Brayton estándar

Las turbinas de gas trabajan bajo el régimen estacionario del ciclo brayton estándar. En el sistema propuesto, (Figura 2.9) el aire atmosférico entra continuamente al compresor donde se comprime hasta alta presión, posteriormente entra en la cámara de combustión, o combustor, donde se mezcla con el combustible y se produce la combustión que da lugar a los productos de combustión a elevada temperatura. Los productos de combustión se expanden

en la turbina y a continuación se descargan al ambiente. Parte de la potencia desarrollada en la turbina se utiliza en el compresor y la restante se utiliza para generar electricidad, para mover un vehículo o para otras aplicaciones [J. Moran]. Existe distintos modelos idealizados del ciclo como son el aire-estándar y el ciclo ideal aire-estándar. De acuerdo con la hipótesis de aire-estándar, la elevación de la temperatura que debe de conseguirse con proceso de combustión se produce por trasferencia de calor desde una fuente de calor externa, por lo que el modelo aire-estándar carece de precisión en aplicaciones mas complejas de ingeniería, debido a esta consideración, sin embargo, consideraciones como el trato del aire como gas ideal y así como los gases de la combustión prevalecen en el presente análisis. Las balances de energía en los principales equipos para el cálculo de las principales trasferencias de calor y trabajo se presenta a continuación (ver Figura 2.3):

$$\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} = h_3 - h_4 \quad \text{Trabajo desarrollado por la turbina}$$

$$\frac{\dot{W}_c}{\dot{m}} = h_2 - h_1 \quad \text{Trabajo necesario en compresor}$$

$$\frac{\dot{Q}_c}{\dot{m}} = h_3 - h_2 \quad \text{Calor absorbido durante el proceso de combustión}$$

$$\frac{\dot{Q}_a}{\dot{m}} = h_4 - h_1 \quad \text{Calor cedido al ambiente}$$

$$\eta = \frac{\dot{W}_{GT}}{\dot{Q}_c} \quad \text{Rendimiento Térmico, con } \dot{W}_{GT} = \dot{W}_t - \dot{W}_c$$

### 2.3. Esquema propuesto de planta de biogás

En la Figura 2.10 se presenta el diagrama de la planta propuesto en el presente trabajo junto. En la Tabla 2.3 se presenta la descripción de flujos que interactúan en el sistema propuesto en diagrama.

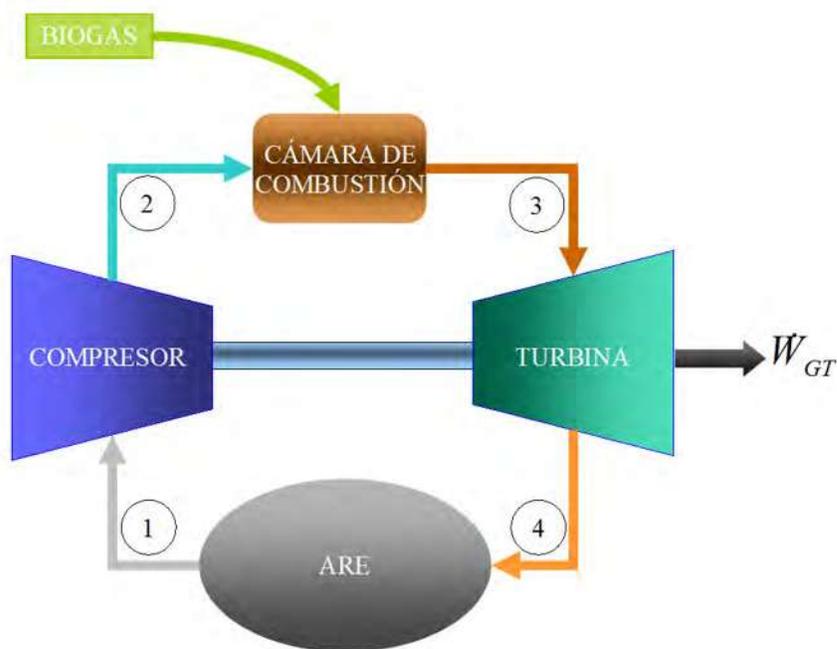


Figura 2.9: Ciclo Brayton Estándar

Tabla 2.3: Descripción de flujos

Flujo	Descripción
F-1	Aire de ingreso al compresor
F-2	Aire comprimido
F-3	Aire salida del recuperador
F-4	Gases de la combustión
F-5	Gases de escape de la Turbina
F-6	Gases salida del recuperador
F-7	Gases salida del recuperador de cogeneración
F-8	Biogás
F-9	Gas Natural
F-10	Biogás/Mezcla biogás-gas natural
F-11	Gas comprimido
F-12	Trabajo del compresor
F-13	Trabajo mecánico neto de la turbina de gas
F-14	Trabajo eléctrico del generador
F-15	Trabajo eléctrico del compresor de gas
F-16	Electricidad para consumo o venta
F-17	Calor de cogeneración

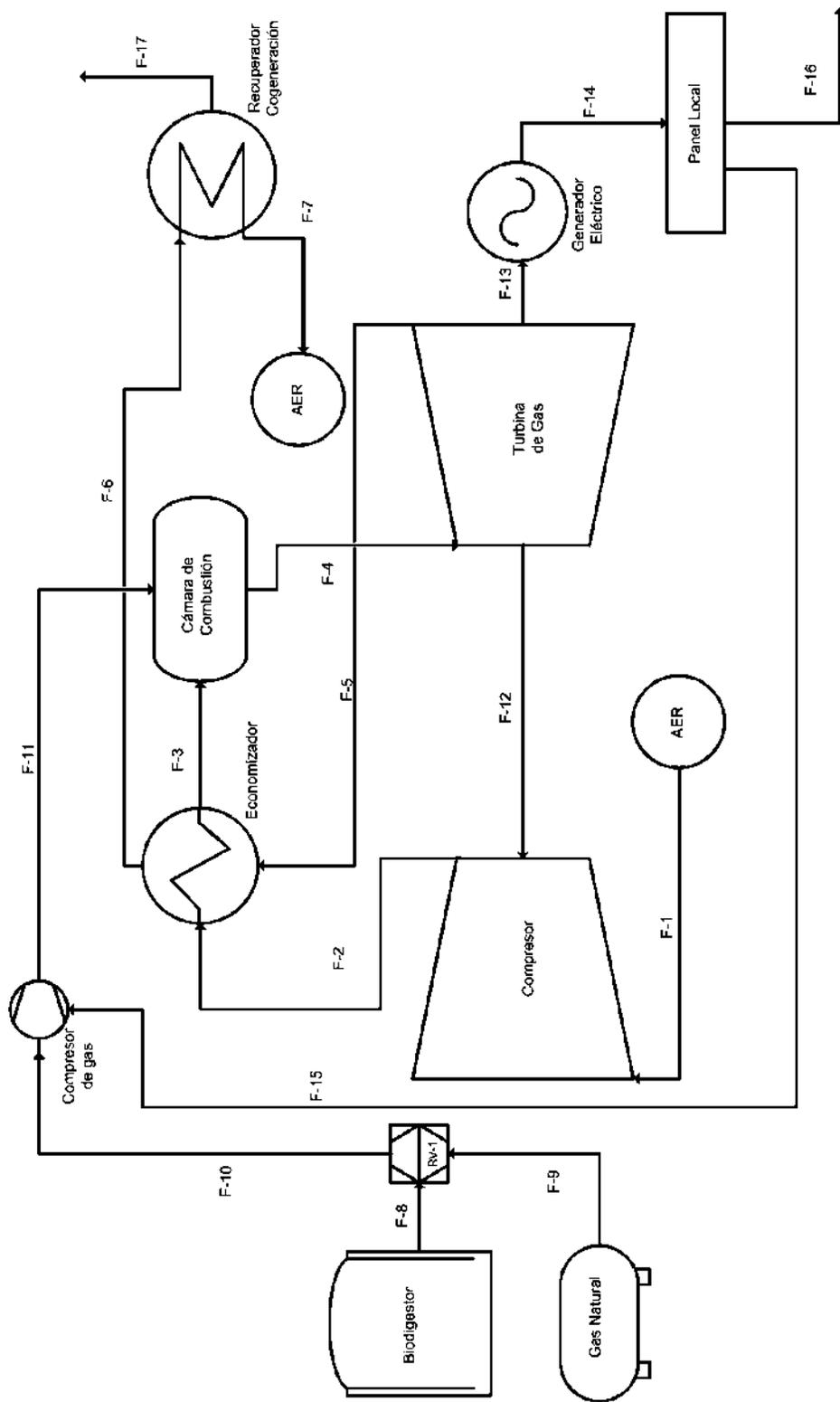


Figura 2.10: Diagrama de proceso planta propuesta



# Capítulo 3

## Integración y modelado termodinámico

En este capítulo se presentará los datos de entrada y las suposiciones generales del sistema a analizar, se definirán las dimensiones de la planta, y se profundizará en los modelos termodinámicos que gobiernan el sistema propuesto.

### 3.1. Datos de partida y suposiciones generales

Los datos de partida y suposiciones generales son datos con los cuales se comienza a modelar el sistema que se pretende analizar y comprenden flujo volumétrico de combustible, composiciones químicas de los combustibles, ambiente estable de referencia, eficiencias energéticas típicas de los equipos, exceso de aire para la combustión, entre otros. Estos datos se presentan a continuación,

Para el sistema propuesto se supone un flujo volumétrico de combustible de  $7000 \text{ Nm}^3/\text{día}$ , que es el flujo de biogás producido por las lagunas de saneamiento de agua de una granja porcina de grandes dimensiones como Granjas Carroll de México S de RL de CV.

Tabla 3.1: Composición típica del gas natural

Componente	% presente
$CH_4$	95
$C_2H_6$	2
$C_3H_8$	0.29
$C_4H_{10}$	0.11
$CO_2$	0.39
$N_2$	1.94
$H_2S$	0.27

Tabla 3.2: Composición típica del biogás

Componente	% presente
$CH_4$	72
$CO_2$	27
$H_2O$	0.2
$H_2S$	0.8

Tabla 3.3: Tabla de Eficiencias de los equipos del sistema [A. Bejan et al, G. Tsatsaronis et al]

Equipo	Eficiencia %	Literal
Compresor	86	$\eta_{comp}$
Turbina	87.86	$\eta_{turb}$
Generador eléctrico	95	$\eta_{ge}$
Compresor de combustible	86	$\eta_{cc}$

Para éste trabajo se tomará una composición típica del gas natural presentada en la tabla 3.1.

Para la composición del biogás se tomarán composiciones típicas de biogás proveniente de excretas de ganado porcino y se presenta en la tabla 3.2.

Para las eficiencias energéticas de los equipos que intervienen en la planta se tomaron eficiencias típicas para equipos de turbinas de gas de escala pequeña los cuales se presentan en la tabla 3.3 [Fregopoulos 1994].

Para exceso de aire requerido en la combustión se utilizó un 400 % de exceso de aire, esto debido a que se pretende utilizar una turbina de gas regenerativa (el tema se abordará en la siguiente sección), y las temperaturas que se alcanzan con poco exceso de aire son demasiado elevadas y pueden llegar a dañar los álabes de la turbina, por lo que se requiere más aire para bajar la temperatura de los gases de escape del combustor.

Para la temperatura segura para el equipo a la salida del calentador de cogeneración se utiliza la formula propuesta por [Verhoff y Banchero], para la determinación de la temperatura de rocío ácida de los gases de la combustión en función de las presiones parciales de agua ( $p_{H_2O}$ ) y del trióxido de azufre ( $p_{SO_3}$ ).

$$T_{dew} = \frac{1000}{2.276 - 0.0294 \ln(p_{H_2O}) - 0.0858 \ln(p_{SO_3}) + 0.0062 \ln(p_{H_2O} * p_{SO_3})} \quad (3.1)$$

Las presiones parciales se presentan en la ecuación en  $mmHg$ , y la temperatura resultante en grados  $K$ . Ya que en la reacción de combustión no se considera al  $SO_3$ , se asume, de acuerdo

con lo expresado por [Derek], que toda la fracción de  $SO_2$  es transformada en el peor de los escenarios en  $SO_3$ , y se sabe que por debajo de los  $200\text{ }^\circ\text{C}$  todo el  $SO_3$  se presenta en forma de  $H_2SO_4$ . De esta forma es de fácil aplicación la formula antes presentada.

Para los cálculos realizados siempre se tomará a cada componente, tanto de los gases de combustión, como del combustible y aire para la combustión, como un gas ideal.

Ya que en el presente trabajo se pretende realizar un análisis exergético es necesario definir un ambiente de referencia y explicar las características del mismo de tal manera que no existan posibles indefiniciones en dentro del mismo concepto.

### 3.1.1. Ambiente estable de referencia (AER)

La exergía o la capacidad de producir trabajo de una sustancia por el hecho de estar en desequilibrio termodinámico con el medio ambiente, depende tanto de la sustancia como de la presión temperatura y composición del ambiente de referencia. Para el presente caso de estudio, que es un proceso de combustión, se ha decidido optar por el modelo de propuesto por Gaggioli et al [Gaggioli y Petit], en concreto el AER queda definido de la siguiente manera:

$T_0$             Temperatura seca del aire,  $15\text{ }^\circ\text{C}^1$ .

$P_0$             Presión atmosférica, 1 atm.

Composición:

Aire saturado de vapor de agua.

Agua líquida

Calcita  $CaCO_3$  como configuración estable para el calcio

Yeso  $CaSO_4 \cdot 2H_2O$  como configuración estable para el azufre

- Aire (Tabla 3.4)

Tabla 3.4: Composición del aire

Componentes	Fracción molar
$N_2$	$X_{N_2,0} = 0.7898(1 - X_{H_2O,0})$
$O_2$	$X_{O_2,0} = 0.2099(1 - X_{H_2O,0})$
$CO_2$	$X_{CO_2,0} = 0.0003(1 - X_{H_2O,0})$
$H_2O$	$X_{H_2O,0} = \frac{P_{V,H_2O}(T_0)}{P_0}$

<sup>1</sup>La temperatura se tomó para una región fría de México, que es la que temperatura en donde se encuentra las granjas porcinas Carroll.

### 3.2. Dimensiones de la planta de turbina de gas

En sección se determinarán las dimensiones principales de la planta a analizar.

Normalmente la selección del equipo a utilizar está en función de la cantidad de energía disponible cuando se trata de energías renovables, y este caso no es la excepción. De acuerdo con datos obtenidos públicamente por la empresa Granjas Carroll de México S de RL de CV. se sabe que ellos producen  $7000 \text{ Nm}^3/\text{día}$  de biogás en su proceso de saneamiento del agua procedente de las naves de crianza, la empresa también reporta que producen un biogás con un contenido de metano ( $\text{CH}_4$ ) de 72 %, con poder calorífico inferior (PCI) de alrededor de 24,600 kJ/kg. con estos datos es posible determinar la probable potencia que pudiese tener la planta a analizar. Solo hace falta dos datos necesarios para realizar los cálculos.

La densidad del biogás, según reporta [Deublein et al], para concentraciones de metano que van de 55-70 % y concentraciones de  $\text{CO}_2$  que van desde 30-44 % y trazas de otros gases, es de alrededor de  $1.2 \text{ kg/Nm}^3$ , sin embargo, ya que la concentración reportada de metano es mayor se esperaría que la densidad disminuyera, pero para efectos de éste cálculo provisional se tomará el valor de  $1.2 \text{ kg/Nm}^3$ . El otro dato necesario para calcular la potencia eléctrica que se pudiese generar es la eficiencia de ciclo de acuerdo con [Meherwan], la eficiencia para un ciclo de pequeña turbina de gas se reporta de entre 15-25 % para un ciclo simple, y si se utiliza un regenerador dentro del ciclo se pueden alcanzar eficiencias de 35-40 %. Suponiendo que la eficiencia para un ciclo regenerativo sea de 35 % los cálculos se obtienen de la siguiente manera.

Flujo másico de combustible:

$$\dot{m}_{comb} = \rho_{comb} * Flujo_{comb}(\text{Nm}^3/\text{día}) \frac{1 \text{ día}}{(24 * 3600) \text{ seg}} \quad (3.2)$$

$$\dot{m}_{comb} = 1.2 (\text{kg/Nm}^3) * \frac{7000 (\text{Nm}^3/\text{día})}{(24 * 3600) \text{ seg}} = 0.0972 (\text{kg/s}) \quad (3.3)$$

Potencia térmica:

$$Pot_{term} = PCI * \dot{m}_{comb} \quad (3.4)$$

$$Pot_{term} = 24,600 (\text{kJ/kg}) * 0.0972 (\text{kg/s}) = 2390 \text{ kW} \quad (3.5)$$

Potencia eléctrica:

Tabla 3.5: Desempeño eléctrico de la planta

Desempeño Eléctrico	
Potencia eléctrica de salida	800 kW
Voltaje	400-480 VAC
Servicio eléctrico	3-phases, 4 cables
Frecuencia	50/60 Hz, en modo de operación en red
Corriente máxima de salida	1,160A RMS @ 400V, operación conectado a red
	960A RMS @ 480, operación conectado a red
Eficiencia eléctrica PCI	33 %

Tabla 3.6: Características de combustible/motor

Características de combustible/motor	
Gas de relleno	13.0-22.3 $MJ/m^3$ (350-600 BTU/scf)
Gas de digestor PCS	20.5-32.6 $MJ/m^3$ (550-875 BTU/scf)
Presión de entrada	517-552 kPa gauge (75-80 psig)
Flujo de combustible PCS	9,600 MJ/hr (9,120,000 BTU/hr)
Flujo de neto de calor PCS	10.9 MJ/kWh (10,300 BTU/kWh)
Contenido de $H_2S$	< 5000 ppm

$$Pot_{elect} = Pot_{term} * \eta_{ciclo} \quad (3.6)$$

$$Pot_{elect} = 2450 kW * 0.35 = 856.89 \approx 857 kW_e \quad (3.7)$$

Tabla 3.7: Características de los gases de escape

Características de los gases de escape	
Emisiones de $NO_x$ @15% $O_2$	< 9 ppmvd (18 $mg/m^3$ )
$NO_x$ / Electricidad producida	0.14 g/bhp-hr (0.4 lb/MWhe)
Flujo de los gases de escape	5.3 kg/s (11.7 lbm/s)
Temperatura de los gases de escape	280 °C (535 °F)
Energía de los gases de escape	5,680 MJ/hr (5,400,000 BTU/hr)

Para esta potencia eléctrica se elegirá un equipo que se ajuste a las necesidades del presente proyecto, a continuación se presenta una serie de tablas (tabla 3.5, tabla 3.6, tabla 3.7) con las características de la planta seleccionada<sup>2</sup>.

Se seleccionó una turbina Capstone modelo “CR800 800kW Power Package Renewable Fuels” en la figura 3.1 se presenta un esquema presentado por el fabricante.

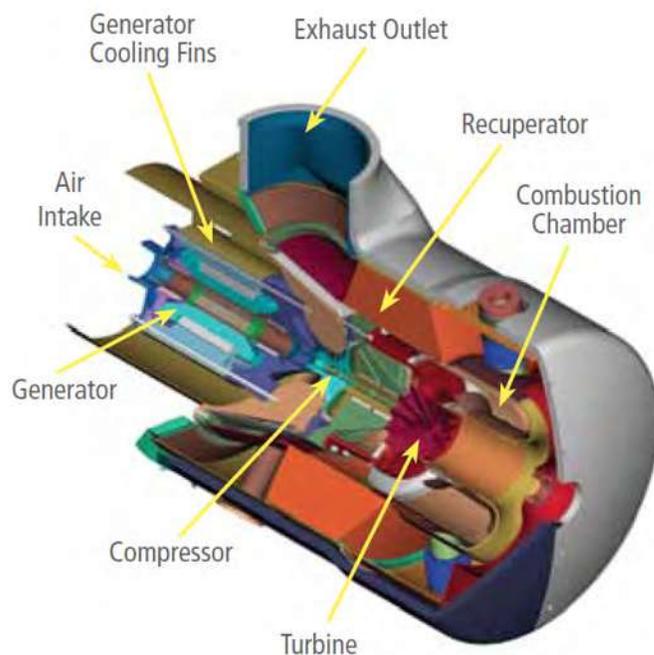


Figura 3.1: Esquema de turbina de gas Capstone

### 3.3. Modelos termodinámicos

En esta sección se presentarán los modelos termodinámicos que rigen los procesos involucrados en el sistema a analizar.

#### 3.3.1. Modelo de cámara de combustión

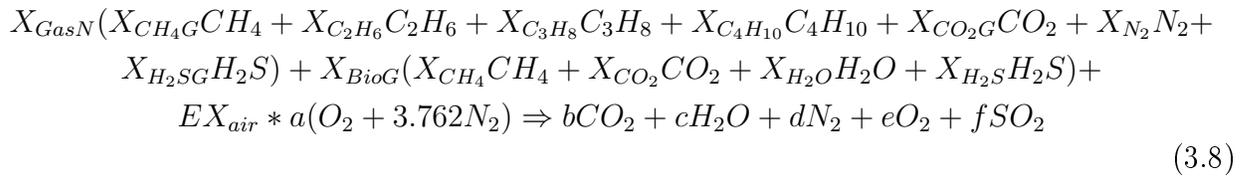
En la reacción química de combustión, los enlaces de las moléculas de los reactivos se rompen, y los átomos y electrones se reagrupan para formar los productos. Durante este proceso, la oxidación rápida de los elementos reactivos del combustible trae como consecuencia

<sup>2</sup>Desempeño a carga total en condiciones ISO: 59 F, 14.696 psia, 60 % RH

la liberación de energía al formarse los productos de la combustión, energía que será liberada en forma de calor, el cual sera utilizado en la turbina posteriormente.

### 3.3.1.1. Estequiometría

La estequiometría es el cálculo de las relaciones cuantitativas entre los reactantes y productos durante la reacción química, en el caso de la combustión de una mezcla de biogás y gas natural, se utilizó la siguiente ecuación de balance de reacción:



$X_{CH_4}$	Porcentaje de metano contenido en el biogás
$X_{CO_2}$	Porcentaje de dióxido de carbono en el biogás
$X_{H_2O}$	Porcentaje de agua contenido en el biogás
$X_{H_2S}$	Porcentaje de ácido sulfhídrico contenido en el biogás
$X_{CH_4G}$	Porcentaje de metano contenido en el gas natural
$X_{C_2H_6}$	Porcentaje de etano contenido en el gas natural
$X_{C_3H_8}$	Porcentaje de propano contenido en el gas natural
$X_{C_4H_{10}}$	Porcentaje de butano contenido en el gas natural
$X_{CO_2G}$	Porcentaje de dióxido de carbono contenido en el gas natural
$X_{N_2}$	Porcentaje de nitrógeno contenido en el gas natural
$X_{H_2SG}$	Porcentaje de ácido sulfhídrico contenido en el gas natural
$X_{BioG}$	Porcentaje de biogás utilizado
$X_{GasN}$	Porcentaje de gas natural utilizado
$EX_{air}$	Porcentaje de aire teórico (exceso de aire)

$a, b, c, d, e, f$  Constantes de balance de reacción química

La ecuación que define el comportamiento de las fracciones  $X_{BioG}$  y  $X_{GasN}$  es la siguiente:

$$X_{GasN} = 1 - X_{BioG} \quad (3.9)$$

### 3.3.1.2. Entalpía de combustión

La entalpía de combustión es la diferencia entre la entalpía de los productos y las de los reactivos para una combustión completa a la temperatura y presión de referencia,  $T_{ref}$  y  $p_{ref}$ .

$$\bar{h}_{Comb} = \sum(n_s \bar{h}_s)_P - \sum(n_e \bar{h}_e)_R \quad (3.10)$$

Los valores tabulados se dan generalmente referidos a la temperatura  $T_{ref}$  y a la  $p_{ref}$ .

Para el presente caso de estudio, se propone la siguiente ecuación para el cálculo de la entalpía de combustión para una mezcla de biogás y gas natural<sup>3</sup>:

$$\begin{aligned} \bar{h}_{Comb} = & (b\bar{h}_{fCO_2}^o + c\bar{h}_{fH_2O(g)}^o + d\bar{h}_{fN_2}^o + e\bar{h}_{fO_2}^o + f\bar{h}_{fSO_2}^o) - ((X_{CH_4}\bar{h}_{fCH_4}^o + \\ & X_{CO_2}\bar{h}_{fCO_2}^o + X_{H_2O}\bar{h}_{fH_2O(g)}^o + X_{H_2S}\bar{h}_{fH_2S}^o) * X_{BioG} + (X_{CH_4G}\bar{h}_{fCH_4}^o + \\ & X_{C_2H_6}\bar{h}_{fC_2H_6}^o + X_{C_3H_8}\bar{h}_{fC_3H_8}^o + X_{C_4H_{10}}\bar{h}_{fC_4H_{10}}^o + X_{CO_2G}\bar{h}_{fCO_2}^o + \\ & X_{N_2G}\bar{h}_{fN_2}^o + X_{H_2SG}\bar{h}_{fH_2S}^o) * X_{GasN} + Ex_{air} * a(\bar{h}_{fO_2}^o + 3.762\bar{h}_{fN_2}^o)) \end{aligned} \quad (3.11)$$

Sin embargo, sabiendo que las entalpías de formación del oxígeno y nitrógeno moleculares son cero, la ecuación se puede expresar como:

$$\begin{aligned} \bar{h}_{Comb} = & (b\bar{h}_{fCO_2}^o + c\bar{h}_{fH_2O(g)}^o + f\bar{h}_{fSO_2}^o) - ((X_{CH_4}\bar{h}_{fCH_4}^o + \\ & X_{CO_2}\bar{h}_{fCO_2}^o + X_{H_2O}\bar{h}_{fH_2O(g)}^o + X_{H_2S}\bar{h}_{fH_2S}^o) * X_{BioG} + (X_{CH_4G}\bar{h}_{fCH_4}^o + \\ & X_{C_2H_6}\bar{h}_{fC_2H_6}^o + X_{C_3H_8}\bar{h}_{fC_3H_8}^o + X_{C_4H_{10}}\bar{h}_{fC_4H_{10}}^o + X_{CO_2G}\bar{h}_{fCO_2}^o + \\ & X_{H_2SG}\bar{h}_{fH_2S}^o) * X_{GasN}) \end{aligned} \quad (3.12)$$

**PCI.** El valor del poder calorífico de un combustible es el número positivo de la magnitud de la entalpía de combustión de éste. Se distinguen dos poderes caloríficos, el poder calorífico inferior (PCI) y el poder calorífico superior (PCS). El PCS se obtiene cuando se considera que toda el agua formada en los productos de la combustión es líquida y el PCI se obtiene

<sup>3</sup> $\bar{h}_{fH_2O(g)}^o$  es para el estado gaseoso con efecto de tomar en cuenta el PCI

cuando se considera que toda el agua forma se encuentra en forma de gas. Como es usual obtener una mezcla entre agua líquida y gaseosa en los productos de la combustión para cálculos y efectos prácticos se utiliza solo el PCI.

### 3.3.1.3. Temperatura adiabática de flama

La temperatura que alcanzan los productos de la combustión dentro de la cámara de combustión, en el límite adiabático de operación de la cámara de combustión, es decir, cuando no existen pérdidas de calor con el medio ambiente, es la temperatura de llama adiabática. Para el cálculo de la temperatura de llama adiabática se realiza un balance en un reactor muy similar a la cámara de combustión se presentó en la figura 2.9, mediante los principios de conservación de la masa y energía y considerando un muro adiabático en las paredes de la cámara de combustión, se calcula con la siguiente formula general<sup>4</sup>:

$$\sum_P n_s(\Delta\bar{h})_s = \sum_R n_e(\Delta\bar{h})_e + \sum_R n_e\bar{h}_{f_e}^o - \sum_P n_s\bar{h}_{f_s}^o \quad (3.13)$$

Ya que todos los términos de la ecuación son fácilmente determinables por medio de tablas, el término  $(\Delta\bar{h})_s$  esta en función de la temperatura que se desea calcular por lo que se puede obtener por un método numérico utilizando el software EES. La temperatura de entrada a la cámara de combustión es  $T_3$  y la temperatura adiabática de llama es  $T_4$  de acuerdo con la figura 2.10. Las ecuaciones desarrolladas para el cálculo de la temperatura adiabática de llama se presentan a continuación.

Reactivos:

$$\begin{aligned} \sum_R n_e\bar{h}_{f_e}^o &= X_{BioG} * \bar{h}_{f_{BioG}}^o + X_{GasN} * \bar{h}_{f_{GasN}}^o \\ \bar{h}_{f_{BioG}}^o &= X_{CH_4}\bar{h}_{f_{CH_4}}^o + X_{CO_2}\bar{h}_{f_{CO_2}}^o + X_{H_2O}\bar{h}_{f_{H_2O(g)}}^o + X_{H_2S}\bar{h}_{f_{H_2S}}^o \\ \bar{h}_{f_{GasN}}^o &= X_{CH_4G}\bar{h}_{f_{CH_4}}^o + X_{C_2H_6}\bar{h}_{f_{C_2H_6}}^o + X_{C_3H_8}\bar{h}_{f_{C_3H_8}}^o + X_{C_4H_{10}}\bar{h}_{f_{C_4H_{10}}}^o + \\ &\quad X_{CO_2G}\bar{h}_{f_{CO_2}}^o + X_{H_2SG}\bar{h}_{f_{H_2S}}^o \end{aligned} \quad (3.14)$$

<sup>4</sup>Todos los datos tabulados se obtendrán de la referencia [Wever et al] y con la ayuda del EES (Engineering Equation Solver)

$$\begin{aligned}
\sum_R n_e(\Delta \bar{h})_e &= X_{BioG} * (\Delta \bar{h})_{BioG} + X_{GasN} * (\Delta \bar{h})_{GasN} + Ex_{air} * a((\Delta \bar{h})_{e,O_2} + 3.762(\Delta \bar{h})_{e,N_2}) \\
(\Delta \bar{h})_{BioG} &= X_{CH_4}(\Delta \bar{h})_{CH_4} + X_{CO_2}(\Delta \bar{h})_{e,CO_2} + X_{H_2O}(\Delta \bar{h})_{e,H_2O(g)} + X_{H_2S}(\Delta \bar{h})_{H_2S} \\
(\Delta \bar{h})_{GasN} &= X_{CH_4G}(\Delta \bar{h})_{CH_4} + X_{C_2H_6}(\Delta \bar{h})_{C_2H_6} + X_{C_3H_8}(\Delta \bar{h})_{C_3H_8} + \\
&X_{C_4H_{10}}(\Delta \bar{h})_{C_4H_{10}} + X_{N_2}(\Delta \bar{h})_{e,N_2} + X_{CO_2G}(\Delta \bar{h})_{e,CO_2} + X_{H_2SG}(\Delta \bar{h})_{H_2S}
\end{aligned} \tag{3.15}$$

Productos:

$$\sum_P n_s \bar{h}_{f_s}^o = b \bar{h}_{f_{CO_2}}^o + c \bar{h}_{f_{H_2O(g)}}^o + f \bar{h}_{f_{SO_2}}^o \tag{3.16}$$

$$\sum_P n_s(\Delta \bar{h})_s = b(\Delta \bar{h})_{s,CO_2} + c(\Delta \bar{h})_{s,H_2O} + d(\Delta \bar{h})_{s,N_2} + e(\Delta \bar{h})_{s,O_2} + f(\Delta \bar{h})_{s,SO_2} \tag{3.17}$$

Para el cálculo de  $(\Delta \bar{h})_{H_2S}$  se utilizó el siguiente polinomio (obtenido de [Poling et al]) ya que el software EES no cuenta con propiedades del ácido sulfhídrico.

$$C_{p_{H_2S}} = \bar{R} * (4.266 - 3.438 * 10^{-3}T + 1.319 * 10^{-5}T^2 - 1.331 * 10^{-8}T^3 + 4.88 * 10^{-12}T^4) \tag{3.18}$$

$$(\Delta \bar{h})_{H_2S} = \int_{T_R}^{T_e} C_{p_{H_2S}} dT \tag{3.19}$$

#### 3.3.1.4. Calor de aporte

El calor de aporte se calcula a partir de la entalpía de combustión como se muestra.

$$\dot{Q}_{aporte} = \bar{h}_{comb} * \dot{n}_{comb} \tag{3.20}$$

#### 3.3.1.5. Flujo másico de combustible

Para calcular el flujo másico de combustible se utilizó la misma fórmula que en la sección anterior pero la ecuación para el cálculo de la densidad queda establecida de la siguiente manera.

$$M_{comb} = \sum X_j M_j \tag{3.21}$$

$$\rho_{comb} = \left( \sum X_j \bar{\rho}_j \right) * M_{comb} \quad (3.22)$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_{comb} &= \rho_{comb} * Flujo_{comb} (Nm^3/día) \frac{1 \text{ día}}{(24*3600) \text{ seg}} \\ \dot{n}_{comb} &= \frac{\dot{m}_{comb}}{M_{comb}} \end{aligned} \quad (3.23)$$

### 3.3.1.6. Relación aire-combustible

La relación aire combustible se calcula del balance estequiométrico de la ecuación química.

$$R_{AC,molar} = Ex_{air} * a * 4.762 \quad (kmol_{air}/kmol_{comb}) \quad (3.24)$$

$$R_{AC,masa} = R_{AC,molar} * \frac{M_{air}}{M_{comb}} \quad (kg_{air}/kg_{comb}) \quad (3.25)$$

$$\dot{m}_{air} = \dot{m}_{comb} * R_{AC,masa} \quad (3.26)$$

## 3.3.2. Modelo del ciclo de turbina de gas

A continuación se presentan las ecuaciones que rigen el ciclo termodinámico de turbina de gas. El modelo esta basado en el diagrama de proceso presentado en secciones anteriores figura 2.10. Primero se hace una pequeña introducción de la ley de dalton.

### Ley de dalton

Dalton demostró que en una mezcla de gases, cada componente ejerce una presión parcial equivalente a la presión que ejercería si fuera el único gas presente en el mismo volumen; la presión total de la mezcla es entonces, la suma de las presiones parciales de todos los gases presentes. Las presiones parciales serán utilizadas en el cálculo de las entropías de cada una de las especies que se encuentran en los gases de la combustión así como en el cálculo de la temperatura de los mismos.

Para una mezcla gaseosa de "j" componentes, la presión total ( $p_T$ ) está dada por la suma de las presiones parciales de cada gas:

$$p_T = p_1 + p_2 + \dots + p_j \quad (3.27)$$

La presión parcial de cada gas se puede calcular mediante:

$$p_j = X_j * p_T \quad (3.28)$$

### 3.3.2.1. Compresor

Para una compresión de aire isoentropica.

$$\begin{aligned} s_1(T_1, p_1) &\Rightarrow h_1(T_1) \\ s_1 = s_{2s} &\Rightarrow T_{2s}(s_{2s}, p_2) \Rightarrow h_{2s}(T_2) \end{aligned} \quad (3.29)$$

Con la eficiencia del compresor como dato.

$$\eta_{comp} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (3.30)$$

Se obtiene.

$$h_2 \Rightarrow T_2(h_2, p_2) \quad (3.31)$$

Trabajo del compresor.

$$\begin{aligned} \dot{m}_1 &= \dot{m}_{air} \\ \dot{W}_{comp} &= \dot{m}_1 (h_2 - h_1) \end{aligned} \quad (3.32)$$

### 3.3.2.2. Turbina de gas

Para el caso de la turbina de gas se modelan los componentes de los gases de la combustión.

Para un expansión isoentropica.

$$\begin{aligned} b * (\bar{s}_{CO_2,4} - \bar{s}_{CO_2,5s}) + c * (\bar{s}_{H_2O,4} - \bar{s}_{H_2O,5s}) + d * (\bar{s}_{N_2,4} - \bar{s}_{N_2,5s}) + e * (\bar{s}_{O_2,4} - \bar{s}_{O_2,5s}) \\ f * (\bar{s}_{SO_2,4} - \bar{s}_{SO_2,5s}) = 0 \\ T_{5s}(\bar{s}_{CO_2,5s}, \bar{s}_{H_2O,5s}, \bar{s}_{N_2,5s}, \bar{s}_{O_2,5s}, \bar{s}_{SO_2,5s}, p_{CO_2,5}, p_{H_2O}, p_{N_2,5}, p_{O_2,5}, p_{SO_2,5}) \\ \bar{h}_{CO_2,5s}(T_{5s}), \bar{h}_{H_2O,5s}(T_{5s}), \bar{h}_{N_2,5s}(T_{5s}), \bar{h}_{O_2,5s}(T_{5s}), \bar{h}_{SO_2,5s}(T_{5s}) \end{aligned} \quad (3.33)$$

Con la eficiencia de la turbina como dato.

$$\begin{aligned}
b * (\bar{h}_{CO_2,4} - \bar{h}_{CO_2,5s}) + c * (\bar{h}_{H_2O,4} - \bar{h}_{H_2O,5s}) + d * (\bar{h}_{N_2,4} - \bar{h}_{N_2,5s}) + e * (\bar{h}_{O_2,4} - \bar{h}_{O_2,5s}) \\
f * (\bar{h}_{SO_2,4} - \bar{h}_{SO_2,5s}) = W_{t,s} \quad (kJ/kmol_{comb}) \\
\dot{W}_{turb} = \eta_{turb} * W_{t,s} * \dot{n}_{comb} \quad (kW)
\end{aligned} \tag{3.34}$$

Ahora el trabajo neto y el trabajo eléctrico se calculan como.

$$\begin{aligned}
\dot{W}_{neto} &= \dot{W}_{turb} - \dot{W}_{comp} \\
\dot{W}_{ge} &= \eta_{ge} * \dot{W}_{neto}
\end{aligned} \tag{3.35}$$

Para calcular la temperatura  $T_5$  se utilizó el siguiente balance.

$$\begin{aligned}
b * (\bar{h}_{CO_2,4} - \bar{h}_{CO_2,5}) + c * (\bar{h}_{H_2O,4} - \bar{h}_{H_2O,5}) + d * (\bar{h}_{N_2,4} - \bar{h}_{N_2,5}) + e * (\bar{h}_{O_2,4} - \bar{h}_{O_2,5}) \\
f * (\bar{h}_{SO_2,4} - \bar{h}_{SO_2,5}) = \frac{\dot{W}_{Turb}}{\dot{n}_{comb}} \quad (kJ/kmol_{comb}) \\
T_5 (\bar{h}_{CO_2,5}, \bar{h}_{H_2O,5}, \bar{h}_{N_2,5}, \bar{h}_{O_2,5}, \bar{h}_{SO_2,5})
\end{aligned} \tag{3.36}$$

### 3.3.2.3. Regenerador

Para definir la eficacia de un intercambiador de calor, en primer lugar se debe determinar la tasa máxima posible de transferencia de calor,  $q_{max}$ , para el intercambiador. Esta tasa de transferencia de calor, en principio, podría lograrse en un intercambiador de calor de contracorriente (con el cual se cuenta en el sistema de la Figura 2.10) de longitud infinita [Incropera et al]. En este tipo de intercambiador, uno de los fluidos podría experimentar la diferencia máxima temperatura posible,  $\Delta T_{max} = T_5 - T_2$ . Para ilustrar este punto, considere una situación para la que  $C_{air} < C_{gases}$ , en cuyo caso, de las ecuaciones  $dq = -\dot{m}_{gases} C_{p_{gases}} dT = C_{gases} dT$  y  $dq = \dot{m}_{air} C_{p_{air}} dT = C_{air} dT$  (donde  $\dot{m}_{gases} = \dot{m}_{air} + \dot{m}_{comb}$ ), se debe cumplir que  $dT_{air} > dT_{gases}$ . El fluido frío entonces experimentaría el cambio de temperatura mayor, y ya que  $L \rightarrow \infty$ , será calentado a la temperatura de entrada del fluido caliente ( $T_3 = T_5$ ). Por lo tanto se tiene que.

$$C_{air} < C_{gases} : \quad q_{max} = C_{air}(T_5 - T_2) \tag{3.37}$$

Para el caso opuesto

$$C_{gases} < C_{air} : \quad q_{max} = C_{gases}(T_5 - T_2) \tag{3.38}$$

Para el presente caso se determinó que para

$$\begin{aligned} C_{p_{gases}} &= \sum X_j \bar{C}_{p_j} M_j \quad \text{y} \quad C_{p_{air}} \\ C_{p_{air}} &< C_{p_{gases}} \quad \dot{m}_{air} < \dot{m}_{gases} \end{aligned} \quad (3.39)$$

Por lo que la eficacia de regenerador queda definida por.

$$\eta_{reg} = \frac{C_{gases}(T_5 - T_6)}{C_{air}(T_5 - T_2)} \quad (3.40)$$

ó

$$\eta_{reg} = \frac{C_{air}(T_3 - T_2)}{C_{air}(T_5 - T_2)} \quad (3.41)$$

Sin embargo, estas son casos ideales en los que  $C_p = cte$ , lo cual no se presenta en la realidad, pero para el caso de estudio, de la segunda ecuación se puede inferir lo siguiente.

$$T_3 = T_2 + \eta_{reg} * (T_5 - T_2) \quad (3.42)$$

Una vez propuesta una temperatura  $T_3$  podemos plantear los balances reales para el intercambiador de calor con la temperatura  $T_6$  como única incógnita.

Para el lado frío

$$\dot{Q}_{reg} = \dot{m}_2 (h_3 - h_2) \quad (3.43)$$

Para el lado caliente

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{reg} &= \dot{n}_{comb} * (b (\bar{h}_{CO_2,5} - \bar{h}_{CO_2,6}) + c (\bar{h}_{H_2O,5} - \bar{h}_{H_2O,6}) + d (\bar{h}_{N_2,5} - \bar{h}_{N_2,6}) + \\ &\quad e (\bar{h}_{O_2,5} - \bar{h}_{O_2,6}) + f (\bar{h}_{SO_2,5} - \bar{h}_{SO_2,6})) \end{aligned} \quad (3.44)$$

Por lo que

$$T_6 (\bar{h}_{CO_2,6}, \bar{h}_{H_2O,6}, \bar{h}_{N_2,6}, \bar{h}_{O_2,6}, \bar{h}_{SO_2,6}) \quad (3.45)$$

$$DMLT_{reg} = \frac{(T_6 - T_2) - (T_5 - T_3)}{\ln \left( \frac{T_6 - T_2}{T_5 - T_3} \right)} \quad (3.46)$$

### 3.3.2.4. Calentador de cogeneración

Para el intercambiador de calor de cogeneración se realizó un análisis del lado caliente del intercambiador y se determinó el flujo de calor que se puede generar en función de la temperatura máxima a la cual se puedan enfriar los gases de combustión según lo establecido en la sección 3.1 y suponiendo una temperatura  $T_{18}$ <sup>5</sup>, para la salida de aire caliente. Las ecuaciones son:

$$T_{18} = T_1 + \eta_{cog} * (T_6 - T_1) \quad (3.47)$$

$$\dot{Q}_{cogen} = \dot{n}_{comb} * (b (\bar{h}_{CO_2,6} - \bar{h}_{CO_2,7}) + c (\bar{h}_{H_2O,6} - \bar{h}_{H_2O,7}) + d (\bar{h}_{N_2,6} - \bar{h}_{N_2,7}) + e (\bar{h}_{O_2,6} - \bar{h}_{O_2,7}) + f (\bar{h}_{SO_2,6} - \bar{h}_{SO_2,7})) \quad (3.48)$$

Por lo que

$$T_7 (\bar{h}_{CO_2,7}, \bar{h}_{H_2O,7}, \bar{h}_{N_2,7}, \bar{h}_{O_2,7}, \bar{h}_{SO_2,7}) \quad (3.49)$$

$$DMLT_{cog} = \frac{(T_7 - T_1) - (T_6 - T_{18})}{\ln \left( \frac{T_7 - T_1}{T_6 - T_{18}} \right)} \quad (3.50)$$

### 3.3.2.5. Compresor de combustible

Para comprimir el biogás, los mismos compresores se pueden utilizar como los de compresión de gas natural, es decir, compresores de pistones alternativos, compresores de pistón rotativo, tales como compresores de paletas deslizantes, compresores de anillo líquido, compresores de tornillo rotativo, y turbo compresores tales como los compresores radiales y axiales. Compresores de diafragma son, en principio, técnicamente muy complejos y por lo tanto poco rentable para la compresión de biogás.

El trabajo de compresión necesario para una compresión isotérmica, que puede asumirse con un compresor con enfriamiento en carcasa, se calcula teóricamente, y de acuerdo con el diagrama de la figura 2.10, como [Deublein et al].

---

<sup>5</sup>Notese que la temperatura 18 no se encuentra en el diagrama de planta propuesto, sin embargo, esto es debido que esta es la supuesta temperatura aire de salida del calentador de cogeneración y solo se utiliza con efecto de calcular el costo aproximado del calentador.

$$\dot{W}_{cc} = R_{comb} T_{10} \ln \frac{p_{11}}{p_{10}} * \frac{\dot{m}_{comb}}{\eta_{cc}} \quad (3.51)$$

Donde

$$R_{comb} = \sum X_j \frac{\bar{R}}{M_j} \quad (3.52)$$

### 3.3.3. Modelo exergético

En las últimas décadas el análisis exergético se ha impuesto como una herramienta básica en el diseño y auditoria de los equipos e instalaciones industriales, si bien éste no sustituye al análisis energético, sí lo complementa, de tal forma que sabiendo que la exergía es la parte útil de la energía (capacidad de producir trabajo), permite entender y optimizar el comportamiento o diseño de los equipos que componen una instalación, que es lo que realmente aporta información relevante desde el punto de vista termodinámico. A continuación se presentarán las formulas y principios básicos para el cálculo de la exergía de flujo realizado en este trabajo.

#### 3.3.3.1. Exergía de flujo

La exergía de flujo de una sustancia cualquiera, por mol de materia viene dada por la formula [?]:

$$\bar{b} = (\bar{h} - \bar{h}_0) - T_0(\bar{s} - \bar{s}_0) + \sum X_j(\bar{\mu}_j - \bar{\mu}_{j,0}) \quad (3.53)$$

Los términos  $(\bar{h} - \bar{h}_0)$  y  $(\bar{s} - \bar{s}_0)$  son las variaciones de entalpía y entropía por mol de materia, entre  $p_0, T_0$  y  $p, T$  evaluadas bajo la restricción de que la composición de la mezcla, si fuese una mezcla, permanece constante [Lozano y Valero 1986].

El término  $\bar{\mu}_j$  es el potencial químico por mol de la especie  $j$  a  $P_0, T_0$  y composición química de la mezcla, mientras que  $\bar{\mu}_{j,0}$  representa el potencial químico de la especie  $j$  en equilibrio con el medio ambiente.

Como es lógico, y puede apreciarse a partir de las ecuaciones anteriores, la exergía o capacidad de producir trabajo, por el simple hecho de estar en desequilibrio con el medio ambiente, depende tanto del estado termodinámico de ésta como de la presión, temperatura y composición química [Lozano y Valero 1986]. La definición del ambiente estable de referencia (AER) se presentó en secciones anteriores.

### 3.3.3.2. Mezcla de gases ideales

Una vez definido el AER, es necesario adecuar la ecuación para un flujo de exergía para el caso de una mezcla de gases ideales y vapor de agua, y la expresión queda de la siguiente manera [Lozano y Valero 1986]:

$$\bar{b} = \sum X_j \bar{b}_j = \sum X_j (\bar{b}_{jT} + \bar{b}_{jP} + \bar{b}_{jQ}) \quad (3.54)$$

Donde:

$$\begin{aligned} \bar{b}_{jT} &= \int_{T_0}^T \bar{C}p_j(T) \left(1 - \frac{T}{T_0}\right) dT && \text{Exergía Térmica} \\ \bar{b}_{jP} &= \bar{R}T_0 \ln \frac{P}{P_0} && \text{Exergía Mecánica} \\ \bar{b}_{jQ} &= \bar{h}_j^{id}(T_0) - T_0 \bar{s}_j^{id}(T_0, X_j, P_0) - \bar{\mu}_{j,0} && \text{Exergía Química} \end{aligned}$$

Para el cálculo de la exergía térmica se utilizó la ecuación integrada de la función polinomial:

$$\bar{C}p_j^{id}(T) = A + B * T + C * T^2 + D * T^3$$

utilizando las constantes de equilibrio de la referencia [Henley y Rosen]

### 3.3.3.3. Exergía química

A continuación se presentan las ecuaciones utilizadas para el cálculo de la exergía química dividiéndolos en tres diferentes grupos [Lozano y Valero 1986].

1. Si la especie se encuentra como una fase pura condensada en el ambiente estable de referencia, en este caso, el vapor de agua en los productos de la combustión,

$$\bar{b}_{H_2O,Q} = \bar{R}T_0 (\ln X_{H_2O} - \ln X_{H_2O,0}) + \bar{v}_{H_2O}^{liq} (P_0 - P_{V,H_2O}(T_0)) \quad (3.55)$$

2. Si la especie existe en el ambiente estable de referencia, solamente como gas ideal como es el caso del  $CO_2$  en los productos de la reacción,

$$\bar{b}_{CO_2,Q} = \bar{R}T_0 (\ln X_{CO_2} - \ln X_{CO_2,0}) \quad (3.56)$$

3. Si la especie no existe en ambiente estable de referencia como es el caso del  $SO_2$  en los productos de la combustión, debe formularse una reacción química de ésta con otras especies presentes en el AER, de tal forma que el resultado sea la formación de productos constituyentes de dicho medio ambiente. A continuación se presenta la fórmula para obtener

Tabla 3.8: Datos de las reacciones de equilibrio químico con el AER, extracto de la tabla en la referencia [Lozano y Valero 1986].

Especie	$\Delta H_R^0$ (cal/mol)	$\Delta S_R^0$ (cal/mol - K)	$\Delta Cp_R^0$ (cal/mol - K)	$r_{O_2}$	$p_{CO_2}$	$p_{N_2}$
$SO_2$	-67,636	-42.12	-15.24	0.5	1	0
$CH_4$	-81,068	-58.00	22.32	2	1	0
$C_2H_6$	-212,180	-74.07	34.58	3.5	2	0
$C_3H_8$	-530,604	-89.45	45.94	5	3	0
$C_4H_{10}$	-687,981	-104.76	56.56	6.5	4	0
$H_2S$	-215,530	-88.65	-6.42	2	1	0

la exergía química del  $SO_2$ , el procedimiento para la obtención de la misma se encuentra en la referencia [Lozano y Valero 1986].

$$\begin{aligned} \bar{b}_{SO_2,Q} = & -[\Delta H_R^0 - T_0 \Delta S_R^0 + \Delta Cp_R^0(T_0 - T^0) - \Delta Cp_R^0 T_0 \ln \frac{T_0}{T^0}] + \\ & + \bar{R}T_0 \frac{(X_{O_2,0} P_0)^{r_{O_2}}}{(X_{CO_2,0} P_0)^{p_{CO_2}} (X_{N_2,0} P_0)^{p_{N_2}}} + \bar{R}T_0 \ln(X_{SO_2} P_0) \end{aligned} \quad (3.57)$$

Los datos de las reacciones de equilibrio ( $\Delta H_R^0$ ,  $\Delta S_R^0$ ,  $\Delta Cp_R^0$ , etc.) se tabulan en la tabla 3.8. Los cuales se calculan a las siguientes condiciones de referencia:

$$T^0 \quad 298.15 \text{ K}$$

$$P^0 \quad 1 \text{ atm.}$$

### 3.3.4. Balance exergético del ciclo

A continuación se presenta los balances exergéticos (ver figura 2.10) para determinar la destrucción de exergía y eficiencias exergéticas.

Destrucción de exergía

$$Bd_{comp} = B_{12} - B_1 - B_2 \quad (3.58)$$

$$Bd_{reg} = B_2 - B_3 + B_5 - B_6 \quad (3.59)$$

$$Bd_{combustor} = B_{11} + B_3 - B_4 \quad (3.60)$$

$$Bd_{turb} = B_4 - B_{12} - B_{13} - B_5 \quad (3.61)$$

$$Bd_{cogen} = B_6 - B_7 - B_{17} \quad (3.62)$$

$$Bd_{cc} = B_{10} - B_{15} - B_{11} \quad (3.63)$$

Eficiencias exergéticas

$$\varepsilon_{comp} = \frac{B_2 - B_1}{B_{12}} \quad (3.64)$$

$$\varepsilon_{reg} = \frac{B_3 - B_2}{B_5 - B_6} \quad (3.65)$$

$$\varepsilon_{combustor} = \frac{B_4 - B_3}{B_{11}} \quad (3.66)$$

$$\varepsilon_{turb} = \frac{B_{12} + B_{13}}{B_4 - B_5} \quad (3.67)$$

$$\varepsilon_{cogen} = \frac{B_{17}}{B_6 - B_7} \quad (3.68)$$

$$\varepsilon_{cc} = \frac{B_{11} - B_{10}}{B_{15}} \quad (3.69)$$



# Capítulo 4

## Evaluación de costos y análisis termoeconómico

Una finalización exitosa de un diseño térmico requiere de estimaciones para los costos involucrados en el proyecto (Tales como el capital total de inversión requerido, costos del combustible, gastos de operación y mantenimiento, así como costos del producto final) considerando varias suposiciones y predicciones referentes al ambiente económico, técnico y legal, utilizando técnicas de la ingeniería económica.

En este capítulo se establecen los modelos utilizados para el cálculo de los costos de los equipos, costo del combustible, los ingresos necesarios para el proyecto de inversión, así como el análisis termoeconómico de la planta.

### 4.1. Análisis económico

Uno de los factores más importantes que afectan la selección y las opciones de diseño para un sistema térmico, es el costo final del producto; “costo de un objeto es la cantidad de dinero pagado para la adquisición o producción del mismo”. El precio de mercado de un artículo es, en general, no solo afectado por los costos de producción de este y la ganancia deseada sino también por otros factores tales como la demanda, suministros, competencia, regulaciones y subsidios. En el diseño de sistemas térmicos, se está interesado principalmente en los costos de producción, los cuales están compuestos por: costos fijos y costos variables. Se conoce como costos fijos, a aquellos costos que no dependen directamente del volumen de producción, tales como: costos por depreciación, impuestos, servicios, seguros, mantenimiento y renta.

### 4.1.1. Costos de equipos

Para la obtención de los costos monetarios es necesario tener cierta información disponible, tal como lo es la inversión necesaria para cada equipo y componente de nuestra planta generadora, dependiendo del método a utilizar la tasa de interés de inversión así como la vida útil promedio de la planta y las horas de operación anuales.

Las mejores estimaciones para el costo del equipo adquirido pueden obtenerse directamente de las referencias de los vendedores. Cargos por envío e instalación se estiman por separado. Para grandes proyectos, las referencias de vendedores deberían usarse al menos para el equipo más costoso. Después de esta, la mejor fuente para estimar el costo, son los valores de compras previas, referencias de estimadores profesionales expertos, estos calculan usando la extensa base de datos que mantienen los departamentos de ingeniería en algunas compañías.

Sin embargo, las dos opciones anteriores representan un costo y en este caso solo se podría obtener el precio del equipo paquete (compresor, regenerador, cámara de combustión y expansor) por lo que, para estimaciones previas para el proyecto de inversión es necesario utilizar ecuaciones semi-empíricas para la estimación de los costos de equipos.

A continuación se presentan una serie de ecuaciones para el cálculo de los costos de adquisición basándose en los parámetros termodinámicos más representativos de cada equipo del sistema de cogeneración [G. Tsatsaronis et al, A. Bejan et al].

Compresor de aire

$$Cr_{comp} = \left( \frac{c_{11} * \dot{m}_1}{c_{12} - \eta_{comp}} \right) * \left( \frac{P_2}{P_1} \right) * \ln \left( \frac{P_2}{P_1} \right) \quad (4.1)$$

Cámara de combustión

$$Cr_{CC} = \left( \frac{c_{21} * \dot{m}_3}{c_{22} - \frac{P_4}{P_3}} \right) * [1 + \exp(c_{23} * T_4 - c_{24})] \quad (4.2)$$

Turbina de gas o expansor

$$Cr_{turb} = \left( \frac{c_{31} * \dot{m}_4}{c_{32} - \eta_{isoturb}} \right) * \ln \left( \frac{P_4}{P_5} \right) * [1 + \exp(c_{33} * T_4 - c_{34})] \quad (4.3)$$

Regenerador

$$Cr_{reg} = c_{41} * (A_{reg})^{0.6} \quad (4.4)$$

$$A_{reg} = \frac{\dot{m}_5 * Cp_5 (T_5 - T_6)}{U * DMTL_{reg}} \quad (4.5)$$

Calentador de cogeneración

$$Cr_{cog} = c_{41} * (A_{cog})^{0.6} \quad (4.6)$$

$$A_{cog} = \frac{\dot{m}_6 * Cp_6 (T_6 - T_7)}{U * DMTL_{cog}} \quad (4.7)$$

Costo total de los equipos

$$PEC = Cr_{comp} + Cr_{CC} + Cr_{turb} + Cr_{reg} + Cr_{cog} \quad (4.8)$$

#### 4.1.2. Costo de combustible y producto final

Cuando se evalúa el costo de una planta, es necesario considerar el costo anual del combustible consumido, además de los costos asociados con la propiedad y la operación de cada componente de dicha planta, basándose en las expresiones anteriores, la ecuación general para la razón de costo asociado con el capital invertido y el costo por el mantenimiento y la operación de dichos equipos, es:

$$\dot{C}r_i = \frac{Cr_i * CFR * \varphi}{N * 3600} \quad (4.9)$$

Donde:

$Cr_i$  Costo por adquisición de equipo

$CRF$  Factor anual de recuperación de capital

$N$  Horas de operación al año

$\varphi$  Factor de mantenimiento

Sin embargo, el encontrar los factores que intervienen en esta ecuación no siempre es tan simple. En secciones siguientes se abordarán los métodos de obtención de estos.

La razón de costo del combustible queda definida como se muestra a continuación:

$$\dot{C}_{fuel} = c_{fuel} * \dot{m}_{fuel} * PCI \quad (4.10)$$

Donde:

$c_{fuel}$  Costo unitario de combustible por unidad de energía

$\dot{m}_{fuel}$  Flujo de combustible

La razón de costo total de costo de operación y recuperación de capital invertido se expresa de la siguiente forma:

$$\dot{C}_T = \dot{C}_{fuel} + \sum \dot{C}r_i \quad (4.11)$$

Esta razón de costo representaría los ingresos mínimos que requeriría la planta sin obtener ganancia alguna.

#### 4.1.3. Método de ingreso total requerido (*revenue requirement method*)

El requerimiento de ingresos totales anuales (Total Revenue Requirement), es el ingreso que se debe obtener en un año dado, por medio de la venta de los productos para compensar a la compañía operadora por los gastos incurridos en dicho año y asegurar una operación económicamente saludable.

Cada empresa tiene su forma preferida de aproximarse al conducir el análisis económico y el cálculo del producto final. En esta sección se abordará el método de ingreso total requerido para el cálculo de los costos restantes del proyecto. Dentro de éste, el costo del producto final se puede calcular siguiendo los pasos siguientes:

1. Estimar el capital total de inversión.
2. Determinar los parámetros económico, financiero, de operación y mercado, de entrada, necesarios para el cálculo del costo.
3. Calcular el ingreso total requerido
4. Calcular el costo nivelado del producto

##### 4.1.3.1. Estimación del costo total de inversión

En contraste con los costos por combustible utilizado y los costos por operación y mantenimiento, que son continuos o que se repiten en el tiempo, los costos de inversión son

costos de una sola vez. En el análisis económico, estos se tratan de manera diferente, que los mencionados anteriormente [A. Bejan et al].

El costo total de inversión se conforma de la suma del capital invertido fijo ( $FCI$ ) y de gastos diversos ( $OOO$ ) [A. Bejan et al].

$$TCI = FCI + OOC \quad (4.12)$$

O bien

$$TCI = FCI + SUC + WC + LRD + AFUDC \quad (4.13)$$

Donde:

$SUC$  Costo de arranques

$WC$  Capital de trabajo

$LRD$  Costo de licencias investigación y desarrollo

$AFUDC$  Intereses generados por dinero prestado durante la construcción

Ahora bien el  $FCI$  se conforma de la siguiente forma:

$$FCI = DC + IC \quad (4.14)$$

Donde

$DC$  Costos directos

$IC$  Costos indirectos

Hasta este momento solo se ha considerado el costo de compra de los equipos, en el presente trabajo se utilizará el método de factores que cácula los costos restantes en función del costo total de adquisición de equipos calculando previamente, los factores utilizados en el presente trabajo, son los valores promedio reportados en la bibliografía [A. Bejan et al].

**DC** Los costos directos quedan definidos como:

$$DC = ONSC + OFSC \quad (4.15)$$

Los terminos  $ONSC$  y  $OFSC$  representan los costos generados en sitio y fuera de él respectivamente.

**ONSC** Los *ONSC* están conformados por los costos por la adquisición de los equipos (*PEC*), los costos de instalación de los equipos (*PEI*), costos por instalaciones de tuberías (*PIP*), costos de instrumentación y control (*I&C*), equipamiento eléctrico y materiales (*EEM*).

**Costo de instalación del equipo adquirido (PEI).** Este cubre el costo por flete y seguro de transportación del equipo desde la fábrica, el costo por mano de obra para descargar y manejar el equipo, soportes, cimientos y otros gastos relacionados con la edificación y conexiones requeridas por el equipo a instalar [A. Bejan et al].

$$PEI = 0.33 * PEC \quad (4.16)$$

**Tuberías (PIP).** Este incluye los costos por materiales y mano de obra, de los artículos requeridos para el completo levantamiento de las redes de tuberías usadas dentro del sistema [A. Bejan et al].

$$PIP = 0.35 * PEC \quad (4.17)$$

**Instrumentación y control (I&C).** Costo requerido para la adquisición del equipo usado para la automatización del sistema, dentro de este equipamiento se encuentran, computadoras, diferentes tipos de medidores de temperatura, presión, etc., además de lo necesario para la instalación de dichos equipos [A. Bejan et al].

$$I\&C = 0.13 * PEC \quad (4.18)$$

**Equipamiento eléctrico y materiales (EEM).** Este consta de los costos por materiales e instalación de las obras de subestación, líneas de distribución, interruptores, centros de control, alimentación de emergencia y alumbrado [A. Bejan et al].

$$EEM = 0.11 * PEC \quad (4.19)$$

**OFSC** Dentro de los costos directos, también se deben considerar los costos fuera de sitio (OFCS), los cuales incluyen: costos de producción y distribución de productos, caminos, oficinas generales, manejo de residuos y almacenamiento de materias primas [A. Bejan et al].

$$OFSC = Land\ Cost + CSAW + SF \quad (4.20)$$

**Costo del terreno (Land Cost).** El costo del terreno depende principalmente de la ubicación del mismo, normalmente se encuentra dentro del 10 % del *PEC*, sin embargo y para el presente caso de estudio, dado que la planta es de dimensiones pequeñas y se trata de un proyecto de aprovechamiento en un granja porcicola, el terreno donde se instalaría la planta estaría dentro de la misma, por lo cual no tendría un costo adicional.

**Costo civil, arquitectónico y estructural (CSAW).** Esta categoría incluye el costo total por edificios, incluyendo servicios, así como también costos debidos a caminos, banquetas, jardines y áreas verdes.

$$CSAW = 0.21 * PEC \quad (4.21)$$

**Servicios auxiliares (SF).** Los costos que se generan debido a servicios generales son aquellos necesarios para suministrar la materia prima y servicios requeridos para operar la planta tales como: combustible(s), agua, vapor y electricidad, refrigeración, gases inertes y tratamiento de aguas residuales, esta categoría también incluye costos por protección anti incendio, talleres, primeros auxilios y cafetería.

$$SF = 0.21 * PEC \quad (4.22)$$

**IC.** A pesar de que estos no son parte permanente de las instalaciones, se requiere su estimación, para completar adecuadamente el proyecto. De la misma manera que los costos directos, estos costos pueden estimarse como porcentajes del costo de compra de los equipos o del capital fijo invertido, estos están conformados de la siguiente manera:

$$IC = E\&S + CICIP + CONT \quad (4.23)$$

**Supervisión e ingeniería (E&S).** El capital invertido para estas actividades incluye el costo por el desarrollo del diseño de la planta y los correspondientes planos, modelos a escala, compras, inspección y supervisión, administración, viáticos y asesorías [A. Bejan et al].

$$E\&S = 0.08 * DC \quad (4.24)$$

**Construcción incluyendo la ganancia del contratista (CICP).** El capital invertido en la construcción incluye los gastos para las operaciones e instalaciones temporales, equipo y herramientas, oficinas y alojamiento para personal trabajando en sitio, además de seguro. También se incluye en esta categoría, las cuotas para los constructores y los costos por construcción mencionados con anterioridad.

$$CICP = 0.15 * DC \quad (4.25)$$

**Contingencias (CONT).** El valor asignado a esta categoría se estima tomando en cuenta, eventos impredecibles, tales como, clima, paro de labores, súbito cambio en precios, aquí también deben considerarse cambios en el diseño que se den sobre la marcha.

$$CONT = 0.15 * DC \quad (4.26)$$

**Costo total de instalaciones de la planta (PFI).** Este costo se obtiene, al restar del capital fijo invertido (FCI) el costo de compra del terreno, esto se representa con la siguiente ecuación:

$$PFI = FCI - Land Cost \quad (4.27)$$

**Gastos diversos (OOC).** Los gastos diversos están conformados de la siguiente forma:

$$OOC = SUC + WC + LRD + AFUDC \quad (4.28)$$

**Costos de arranque (SUC).** Estos costos están relacionados con cambios en el diseño de la planta después de su construcción pero antes de que opere con normalidad, incluyen: costo por mano de obra, materiales, equipamiento, gastos generales para el arranque, además de las pérdidas generadas mientras la planta está fuera de operación u opera parcialmente [A. Bejan et al].

Dichos costos se componen de los siguientes rubros:

1. Un mes de costos por operación y mantenimiento fijos
2. Un mes de costos variables de operación y mantenimiento, calculados a plena carga
3. Una semana de costo por combustible consumido calculado a plena carga

4. 2 % de la inversión en instalaciones

$$SUC = \left(\frac{OMC_{fix}}{12}\right) + \left(\frac{OMC_{var} * CF}{12}\right) + \left(\frac{FC}{52}\right) + (0.02 * PFI) \quad (4.29)$$

**Capital de trabajo (WC).** Representa los fondos que se requieren para mantener la planta en operación, esto es, el pago requerido por los gastos de operación, antes de recibir el primer pago por los productos comercializados. El capital de trabajo consiste en la cantidad total de dinero invertido en: a) materias primas, combustibles y suministros en existencia, b) productos terminados en existencia y productos en proceso de fabricación, c) cuentas por cobrar, d) efectivo en cajas para gastos de operación, e) cuentas por pagar, etc.

Está compuesto por [A. Bejan et al]:

1. Dos meses del costo de combustible calculado a plena carga
2. Dos meses de costos por operación y mantenimiento calculado a plena carga
3. Tres meses del costo de mano de obra
4. 25 % por contingencias

$$WC = \left[\left(\frac{FC}{6}\right) + \left(\frac{OMC_{var}}{6}\right) + \left(\frac{LC}{4}\right)\right] * 1.25 \quad (4.30)$$

**Costos de investigación, desarrollo y licencias (LRD).** Si se requiere un pago único, con o sin regalías, los costos asociados a la concesión de licencias y los costos incurridos en el pasado para la investigación y desarrollos directamente relacionados con el sistema que se considera deben ser añadidos a la inversión de capital total

**Intereses generados por el uso de fondos durante la construcción (AFUDC).** El periodo de tiempo entre el inicio del diseño y el arranque de la planta puede ser de entre 1 y 5 años. Durante este periodo, parte de la inversión debe destinarse a financiar el diseño, el trabajo de ingeniería civil, compra e instalación del equipo, entre otros gastos. Así, algunas cantidades de dinero son gastadas sin retorno, este dinero puede venir de recursos de la propia compañía, préstamos directos o una combinación de préstamos directos y recursos de la compañía. Estos intereses representan el valor del dinero en el tiempo durante la construcción [A. Bejan et al].

#### 4.1.3.2. Costos de operación, mantenimiento y combustible

Los costos del combustible usualmente son parte de los costos por operación y mantenimiento. Sin embargo, dada la importancia de los costos del combustible en los sistemas térmicos, y para éste caso en específico, se tomarán consideraciones especiales dado que el biogás no tiene un costo de mercado como tal, sin embargo, se tomara en cuenta el costo de la limpieza del mismo como el costo del biogás. De acuerdo con un proveedor de equipos de desulfuración (DMT, Dirkse MilieuTechniek), su equipo puede reducir desde 20,000 ppm hasta 200 ppm de  $H_2S$ , a un costo estimado de  $0.02 \text{ €/m}^3_{\text{Biogás}}$  tratado, a una depreciación de su equipo de 10 años, y una tasa de recuperación de 5% anual. [H. M. Erwin].

Por lo que la ecuación para determinar el costo del combustible es por un año de operación:

$$FC = \left[ (c_{GasN} * \dot{m}_9 * PCI_{GasN}) + \left( \frac{c_{BioG} * \dot{m}_8}{\rho_{BioG}} \right) \right] * \tau * 3600 \quad (4.31)$$

El costo para el primer año de operación del combustible será:

$$FC_0 = FC * (1 - r_{FC})^4 \quad (4.32)$$

Y para los años siguientes:

$$FC_j = \sum_{j=2}^{BL} FC_0 * (1 + r_{FC})^{j-1} \quad (4.33)$$

Donde:

$c_{GasN}$	Costo del gas natural [ $\$/kJ$ ]
$c_{BioG}$	Costo de desulfuración del biogás [ $\$/m^3_{BioG}$ ]
$\tau$	Horas de operación anuales
$BL$	Vida útil en libros [ $Años$ ]
$r_{FC}$	Tasa de escalamiento nominal del costo del combustible

Sí la serie de pagos para el costo anual del combustible ( $FC_j$ ) es uniforme con el tiempo, excepto por una constante de aumento  $r_{FC}$ , entonces el valor nivelado  $FC_L$  de la serie puede calcularse al multiplicar el gasto de combustible  $FC_o$  al principio del primer año por el factor constante de aumento y nivelación CELF:

$$FC_L = FC_0 * CEFL = FC_0 * \frac{k_{FC} * [1 - (k_{FC})^{BL}]}{1 - k_{FC}} * CRF \quad (4.34)$$

Donde:

$$k_{FC} = \frac{1 - r_{FC}}{1 - i_{eff}} \quad (4.35)$$

$$CFR = \frac{i_{eff} * (1 + i_{eff})^n}{(1 + i_{eff})^n - 1} \quad (4.36)$$

$k_{FC}$  Tasa anual de aumento

$CRF$  Factor de recuperación de capital

$i_{eff}$  Tasa anual efectiva del costo del dinero ó tasa de descuento

La tasa de costo nivelado de los gastos para combustible  $\dot{C}_F$  suministrado al sistema global, está dada por [H. Sayyaadi]:

$$\dot{C}_F = \frac{FC_L}{\tau} \quad (4.37)$$

Los costos por operación y mantenimiento se pueden dividir en costos fijos y variables. Los costos fijos se componen por: los costos de mano de obra de operación, mano de obra de mantenimiento, materiales para mantenimiento, gastos generales, soporte y administración etc. Los costos de operación variables dependen del factor promedio de capacidad de la planta, el cual determina el número promedio de horas de operación de la planta a plena carga por año. Estos consisten en los costos por suministros operativos además del combustible [A. Bejan et al].

$$OMC_0 = [OMC_{fix} * (1 + r_e)^4] + [OMC_{var} * CF * (1 + r_e)^4] \quad (4.38)$$

$$OMC_j = \sum_{j=2}^{BL} OMC * (1 + r_{OMC}) \quad (4.39)$$

En consecuencia, el costo anual nivelado de operación y mantenimiento esta dado por:

$$OMC_L = OMC_0 * CELF = OMC_0 * \frac{k_{OMC} * [1 - (k_{OMC})^{BL}]}{1 - k_{OMC}} \quad (4.40)$$

Con:

$$k_{OMC} = \frac{1 + r_{OMC}}{1 + i_{eff}} \quad (4.41)$$

$r_{OMC}$  Tasa de escalamiento nominal del costo de la operación y mantenimiento

Sin embargo, los factores  $OMC_{fix}$  y  $OMC_{var}$  no son de fácil acceso, y por lo tanto no se cuentan con ellos para el cálculo de los costos anuales, por lo que para éste trabajo se optó por tomar datos de plantas similares para obtener el valor de  $OMC_0$ . En éste caso en particular se encontró que de acuerdo con P. Lako [P. Lako et al], el costo de operación y mantenimiento fijo y variable oscila entre los \$35/kWe y los \$55/kWe, por año de operación.

Finalmente, los cargos financieros nivelados CCL se obtienen de:

$$CC_L = TRR_L - FC_L - OMC_L \quad (4.42)$$

La mayor diferencia entre el análisis económico convencional y un análisis económico realizado como parte de un análisis termoeconomico, es que este último es realizado al nivel de cada uno de los componentes de la planta. Los cargos financieros anuales (superíndice CI) y los costos de operación y mantenimiento (superíndice OM) de toda la planta pueden ser distribuidos entre los componentes del sistema de acuerdo a la contribución que hace cada uno de estos al costo de compra de los equipos del sistema global.

$$Cr_k^{CC_L} = \frac{CC_L}{\tau} * \frac{Cr_i}{PEC} \quad (4.43)$$

$$Cr_k^{OM} = \frac{OMC_L}{\tau} * \frac{Cr_i}{PEC} \quad (4.44)$$

Aquí  $PEC$ ,  $\tau$  y  $Cr_k$ , denotan el costo de compra de cada uno de los componentes, el tiempo anual (en horas) de operación a plena carga del sistema y la tasa de costo asociada con el capital invertido y los gastos de operación y mantenimiento, respectivamente.  $Cr_k$  se define como [H. Sayyaadi]:

$$Cr_k = Cr_k^{CC_L} + Cr_k^{OM} \quad (4.45)$$

#### 4.1.3.3. Cálculo de los requerimientos de ingreso

En este trabajo se adoptará el término gastos, para considerar la suma de los costos del combustible y los costos por operación y mantenimiento. Los gastos incluyen bienes y

servicios que se utilizan en un corto periodo de tiempo, usualmente menos de un año. Estos se pagan directamente por los ingresos, por lo tanto no se capitalizan.

Los cargos financieros representan obligaciones asociadas con la inversión. A diferencia de los gastos, los costos asociados con la inversión no se pagan directamente con los ingresos cuando se incurre en ellos porque esto requeriría que los clientes actuales pagaran por artículos que serán suministrados muchos años en el futuro. Los cargos financieros permanecen hasta que el sistema es retirado al final de su vida económica estimada [A. Bejan et al].

La serie de costos anuales asociados con los cargos financieros ( $CC_j$ ) y gastos ( $FC_j$  y  $OMC_j$ ) para el  $j$ -ésimo año de operación no es uniforme. Un valor nivelado  $TRR_L$  para el requerimiento total de ingreso puede ser calculado, aplicando un factor de descuento  $i_{eff}$  y el  $CRF$ .

$$TRR_L = CRF * \sum_{j=i}^{BL} \frac{TRR_j}{(1 + i_{eff})^j} \quad (4.46)$$

El requerimiento anual total de ingresos ( $TRR$ ) es igual a la suma de las ocho siguientes cantidades anuales: recuperación total del capital ( $TCR$ ); mínimo retorno de la inversión ( $ROI$ ) por patrimonio común (subíndice  $ce$ ), acciones preferentes (subíndice  $ps$ ) y deuda (subíndice  $d$ ); impuestos sobre la renta ( $ITX$ ), otros impuestos y seguros ( $OITX$ ); costos de combustible ( $FC$ ); y costos de operación y mantenimiento ( $OMC$ ). El subíndice  $j$  se refiere al  $j$  -ésimo año de operación del sistema.

$$TRR_j = TCR_j + ROI_{j,ce} + ROI_{j,ps} + ROI_{j,d} + ITX_j + OITX_j + FC_j + OMC_j \quad (4.47)$$

El análisis año a año, el cual ilustra los costos y requerimientos de ingresos proyectados para cada año de la vida económica del sistema, se utiliza para calcular el requerimiento nivelado de ingresos y el costo nivelado del producto principal [A. Bejan et al].

**Recuperación total del capital (TCR) Depreciación.** La depreciación refleja el hecho de que el valor de un activo tiende a decrecer con el tiempo (o uso) debido al deterioro físico, avances tecnológicos, y otros factores, que terminan con el retiro del activo. Además, la depreciación es un mecanismo para devolver la cantidad original obtenida de acreedores si la deuda es retirada. Finalmente, la depreciación es un importante concepto contable que sirve para reducir impuestos durante la operación de la planta.

La diferencia entre el costo original de una propiedad y la depreciación acumulada al final

del año se define como valor contable al final del año. Este representa el valor de la propiedad en los registros contables.

El sistema acelerado de recuperación de costo (*ACRS* por sus siglas en inglés) da un conjunto de factores porcentuales estatutarios anuales para determinar la depreciación basado en el periodo de vida de la propiedad. Asumiendo la aplicación del sistema acelerado modificado de recuperación de costo (*MACRS*, por sus siglas en inglés) la depreciación anual (*TXD*) y el valor fiscal al final del año (*EYTXBV*, por sus siglas en inglés) se obtienen mediante el uso de las siguientes ecuaciones [A. Bejan et al]:

$$TXD_j = TDI * f_{MACRS,j}, \quad j = 1, \dots, TL + 1 \quad (4.48)$$

$$TXD_j = 0, \quad j = TL + 2, \dots, BL \quad (4.49)$$

$$EYTXBV_0 = TDI \quad (4.50)$$

$$EYTXBV_j = EYTXBV_{j-1} + TDI_j, \quad j = 1, \dots, TL + 1 \quad (4.51)$$

$$EYTXBV_j = 0, \quad j = TL + 2, \dots, BL \quad (4.52)$$

La inversión neta debe ser recuperada durante la vida económica de la planta. La depreciación anual (*BD*), es calculada a partir de la vida económica (*BL*) y la inversión total depreciable.

$$BD_j = \frac{TDI}{BL} \quad j = 1, \dots, BL \quad (4.53)$$

Los impuestos sobre la renta diferidos (*DITX*) para el *j*-ésimo año de la vida impositiva (*TL*), se basan en la diferencia entre la depreciación anual de impuestos (*TXD*) y la depreciación anual (*BD*).

$$DITX_j = (TXD_j - BD_j) * titx \quad j = 1, \dots, TL + 1 \quad (4.54)$$

Donde *titx*, es la razón total del impuesto sobre la renta. Los impuestos sobre la renta diferidos para los años (*TL + 2*) hasta *BL* se obtienen de:

$$DITX_j = -\frac{\sum_{k=1}^{TL+1} DITX_k}{BL - (TL - 1)} \quad j = TL + 2, \dots, BL \quad (4.55)$$

Los intereses generados durante la construcción a partir del patrimonio común ( $CEAF$ ), los cuales no se consideran en la inversión depreciable, se recuperan usando una cantidad anual constante ( $RCEAF$ ), estos se obtienen de:

$$RCEAF_j = \frac{CEAF}{BL} \quad j = 1, \dots, BL \quad (4.56)$$

El retorno total de capital es igual a la suma de las cantidades definidas anteriormente [A. Bejan et al]:

**Financiamiento y retorno requerido de capital.** El dinero para cubrir el requerimiento total de capital de una inversión puede venir a través de las siguientes fuentes:

- Conseguir capital, por ejemplo, la emisión de bonos (financiamiento por deuda)
- La venta de acciones comunes y preferentes (financiamiento por acciones)
- Fondos existentes en la compañía (autofinanciamiento)
- Una combinación de estas

Por simplicidad, se asume que la cantidad de dinero para cubrir el requerimiento total de capital viene a través de deuda y financiamiento por acciones. La distribución año a año de la recuperación de capital entre deuda, acciones comunes y preferentes para el sistema de cogeneración se obtiene como sigue: El capital total invertido ( $TCI$ ) es distribuido al principio del primer año de vida del proyecto entre deuda, acciones preferentes y acciones comunes usando las fracciones financieras correspondientes,  $f_d$ ,  $f_{ps}$  y  $f_{ce}$ , donde los subíndices  $d$ ,  $ps$ , y  $ce$  se refieren a deuda, acciones preferentes y acciones comunes. Esta consideración determina los balances al principio del primer año ( $BBY_{1,x}$ ) para el tipo de financiamiento respectivo.

$$BBY_{1,x} = TCI * f_x, \quad x = d, ps, ce \quad (4.57)$$

También se considera que los impuestos diferidos son distribuidos entre cada tipo de financiamiento de acuerdo con la fracción correspondiente.

$$ADJ_{j,d} = DITX_j * f_d, \quad j = 1, \dots, BL \quad (4.58)$$

$$ADJ_{j,ps} = DITX_j * f_{ps}, \quad j = 1, \dots, BL \quad (4.59)$$

$$ADJ_{j,ce} = DITX_j * f_{ce} + RCEAF, \quad j = 1, \dots, BL \quad (4.60)$$

El concepto denominado depreciación anual ( $BD$ ), es calculado para cada tipo de financiamiento de la siguiente forma:

$$BD_{j,x} = \frac{BBY_{j-1,x} - \sum_{k=1}^{BL} ADJ_{k,x}}{BL}, \quad j = 1, \dots, BL, \quad x = d, ps, ce \quad (4.61)$$

El balance al principio del  $j$ -ésimo año para cada tipo de financiamiento es:

$$BBY_{j,x} = BBY_{j-1,x} - (BD_{j,x} + ADJ_{j,x}), \quad j = 2, \dots, BL \quad x = d, ps, ce \quad (4.62)$$

Para cada uno de los tipos de inversión, el cálculo del retorno de la inversión ( $ROI$ ) para cualquier año de la operación del sistema está basado en la inversión excepcional; el balance al principio del año ( $BBY$ ) para la inversión correspondiente. Esto es, el retorno de la inversión para el  $j$  -ésimo año es:

$$ROI_{j,x} = BBY_{j,x} * i_x, \quad j = 1, \dots, BL, \quad x = d, ps, ce \quad (4.63)$$

Aquí  $i_x$  es la tasa de retorno anual (nominal o real) para el tipo respectivo de inversión. Como se verá en capítulos posteriores, es aparente que la cantidad anual de retorno en cada tipo de inversión disminuye con el incremento del número de años de operación [A. Bejan et al].

**Impuestos y seguros** Los ingresos anuales gravables ( $TXI$ ) se determinan restando todos los gastos deducibles de impuestos del requerimiento total de ingreso ( $TRR$ ). Los gastos deducibles de impuestos para el  $j$ -ésimo año de operación consisten de intereses sobre deuda ( $ROI_{j,d}$ ), otros impuestos y seguros ( $OTXI_j$ ), costo del combustible ( $FC_j$ ), costos de operación y mantenimiento ( $OMC_j$ ), y la depreciación fiscal ( $TXD_j$ ). En consecuencia:

$$TXI_j = TRR_j - ROI_{j,d} - OTXI_j - FC_j - OMC_j - TXD_j \quad (4.64)$$

## 4.2. Análisis termoeconómico

La Economía, enmarcada en el ámbito de las ciencias sociales, esta relacionada con el uso y distribución de los recursos naturales, puesto que de éstos dependen los sistemas productivos, y el desarrollo tecnológico. La actividad económica se puede considerar, de forma simplificada, como un sistema que se desarrolla consumiendo recursos e intercambiando bienes y servicios, para lo que precisa una compleja estructura. Por otra parte, la Termodinámica que estudia los procesos de transformación de la energía, permite a través de su Segundo Principio cuantificar la cantidad de recursos naturales consumidos en un proceso determinado, y por tanto saber cuanto cuesta en términos de recursos consumidos. Ante esto, es claro que existe una relación entre la Física y la Economía, La Termoeconomía, término propuesto por Evans y Tribus en 1962, que nace como nueva disciplina en la década de los 60's tiene como objetivo estudiar la conexión entre Termodinámica y Economía, sentar las bases teóricas de una ciencia del ahorro de energía, y obtener así modelos que recojan la limitación que supone no disponer de una cantidad ilimitada de recursos naturales, buscando criterios generales que permitan evaluar la eficiencia y el costo de sus productos, en sistemas con un consumo intensivo de energía.

### 4.2.1. El proceso de formación de los costos

Normalmente para introducir el concepto de la formación de costos se da como ejemplo la exergía que se disipa al romper un vaso, que en realidad no es mucha ya que los componentes casi se encuentran en equilibrio con el medio ambiente en el que se encuentra, sin embargo, al romper el vaso hacemos inútiles todos los recursos que fueron necesarios para la creación del mismo, por lo que la exergía contenida en el vaso no es de tanta importancia por si sola sino también hay que considerar el costo necesario para la creación de esa exergía.

Existe una relación directa entre la entropía generada y el aumento de los costos dentro de un proceso, hacer una valoración adecuada requiere prestar una especial atención a las perdidas en el proceso. Si el proceso fuera totalmente eficiente no existirían perdidas y todas las transformaciones de un producto en otro serían reversibles, es decir necesitaríamos la misma energía para romper el vaso que para volverlo a fabricar.

Como se sabe, el uso combinado de los dos Principios de la Termodinámica puede hacerse

a través de la exergía, que mide la distancia termodinámica entre un producto y su entorno. Desafortunadamente, el análisis exergético es una condición necesaria pero no suficiente para causalizar el origen de las pérdidas. Por ejemplo, una malfunción en la combustión de la caldera, lleva consigo un exceso de aire que produce un aumento del volumen de los gases que deben ser evacuados por el sistema de ventiladores de tiro inducido, lo que requiere un consumo adicional de energía eléctrica en este equipo. Es evidente que un aumento en las pérdidas de los ventiladores no debe ser imputado como una malfunción de estos, sino de la caldera.

El costo de producción no tiene porque formarse allí donde aparecen las irreversibilidades. Aunque, como se verá, el balance de exergía permite localizar las pérdidas, es necesario un profundo análisis adicional del proceso, cuando se quiera cuantificar e identificar el origen de las pérdidas en el proceso de producción. Un primer paso, en la investigación de los posibles ahorros de energía en un proceso, será estudiar donde aparecen todas y cada una de las irreversibilidades y relacionarlas con el efecto que tienen en el consumo de recursos.

En resumen, según se ha visto lo importante no es la exergía,  $B$ , que puede contener un producto funcional, si no su costo, que se denota por  $B^*$ , y que es igual a su exergía más las irreversibilidades acumuladas a lo largo del proceso para obtener el producto:

$$B^* = B + \sum_{\text{proceso}} I \quad (4.65)$$

Dado que  $B^*$  es una magnitud expresada en términos de exergía llamada costo exergético de un producto funcional, y que equivale a la cantidad de exergía necesaria para obtenerlo. Investigar que irreversibilidades son el origen del costo de un producto, no es tan simple como realizar balances de exergía, realizar esta investigación requiere además un análisis profundo del proceso llamado, proceso de formación de los costos. Su estudio es un paso adicional al análisis exergético convencional llamado contabilidad de costos exergéticos y que como se verá más adelante es la base del análisis termoeconómico [Lozano 1987, Valero et al, Lozano y Valero 1993].

#### 4.2.2. Eficiencia, costos y termoeconomía

El costo de producir algo, en un sentido general, es la cantidad de recursos necesarios para obtenerlo. Según esto la eficiencia y el costo tienen la misma base conceptual. La eficiencia suele expresarse libremente en una gran variedad de unidades. Tanto el producto como los recursos empleados se miden en las unidades convenientes en cada proceso. Por el contrario el

costo tiende a expresarse en unidades monetarias. Pero se puede aproximar ambos conceptos suficientemente. En efecto, si se analizan en un proceso simple y se miden los recursos y el producto en términos de exergía, la eficiencia exergética,  $\varepsilon$ , es la inversa del consumo exergético de recursos,  $\kappa$ , y esto es justamente su costo exergético, que se denota por  $k^*$ .

$$\frac{1}{\varepsilon} = \kappa = \frac{F(\text{unidades de exergía})}{P(\text{unidades de exergía})} = k^* \quad (4.66)$$

Sin embargo, todos los procesos están encadenados, el recurso que se utiliza en un proceso, ha sido producto de algún otro proceso que a su vez ha consumido recursos que son productos de productos anteriores.

Una vez definidos los límites de un proceso y sus componentes, y cada uno de estos con una función predefinida que define su objetivo de producción, los recursos empleados y por tanto su eficiencia, es posible definir el costo exergético de un flujo en el proceso como la cantidad de recursos exergéticos que entran al sistema, necesarios para producir dicho flujo [Lozano 1987, Valero et al, Lozano y Valero 1993].

### 4.2.3. Representación matemática de un sistema térmico

Desde un punto de vista formal, un sistema puede considerarse como una entidad compleja formada por un conjunto de elementos, que son componentes básicos del sistema, y por las relaciones existentes entre ellos y su entorno. El término elemento se emplea aquí en su sentido general., y alude a los componentes básicos que, bajo la perspectiva que se adopte, posean una entidad que no sea relevante dividir. La relación constituye la estructura que establecen las ecuaciones que gobiernan las interacciones entre elementos dando lugar a la entidad compleja que es el sistema.

En la composición de un sistema, debe observarse que el concepto de elemento tiene cierta ambigüedad; en ultimo extremo todo sistema esta formado por átomos, pero se comprende que no es en estos términos de composición como interesa estudiar, por ejemplo, una máquina, una población o un sistema económico. El estudio de un sistema se hace por razones de tipo pragmático que determinan la elección de los elementos relevantes del sistema. De este modo el concepto de composición no es unívoco, si no que esta asociado a la naturaleza del análisis que motive la consideración de tal objeto como sistema, y que se denomina nivel de agregación.

En el ámbito de esta idea de sistema, caben tanto las máquinas construidas por el hombre, como los seres vivos y las formas de organización social. Ejemplos de sistemas se tienen

en todas partes: El sistema de los números naturales, formado por los números 1, 2, 3, . . . , y la relación “ser siguiente de “. Un ecosistema, cuyos elementos son las distintas especies que lo componen y que están relacionadas entre sí por conceptos tales como cadenas alimentarias. Una central térmica cuyos elementos son los distintos equipos o máquinas que la forman y las relaciones los flujos de materia, energía o información económica que intercambian. Los flujos de una instalación son los productos funcionales que esta consume, procesa y obtiene. El conjunto de máquinas e instrumentación que permiten fabricar los productos funcionales pueden tener una existencia física real e independiente, por ejemplo una turbina, o bien claramente determinada dentro del proceso.

La Teoría General de Sistemas estudia la estructuración y organización de los datos que aporta el análisis de la realidad, y de acuerdo con esta idea, pretende descubrir la existencia de tramas comunes entre las distintas disciplinas. Estas tramas comunes que aparecen entre las distintas disciplinas, al traducirse en leyes formales, dan lugar a lo que denomina leyes isomórficas. En la medida en que se trate de extraer los rasgos comunes a distintas teorías, es claro que el concepto de isomorfismo entre los modelos matemáticos y los modelos físicos de cada una de esas disciplinas jugará un papel primordial en esta teoría. Así, dos sistemas complejos son isomorfos si pueden ser representados por medio del mismo modelo matemático, o recurriendo a la representación por medio de un grafo, dos sistemas serán isomorfos si lo son sus correspondientes grafos. De este modo el concepto de isomorfismo o equivalencia se convierte en una interesante herramienta para relacionar teorías de diferentes sistemas concretos, aunque no posean nada en común en lo que respecta a la naturaleza de sus componentes [Lozano 1987, Valero et al, Lozano y Valero 1993].

El Segundo Principio de la Termodinámica, a través del concepto de exergía, cuantifica las irreversibilidades que tienen lugar en los procesos energéticos de cualquier tipo, es decir, brinda la posibilidad de conocer la cantidad de exergía que se destruye debido a las irreversibilidades, sin embargo, esto no es suficiente para determinar y calcular los costos de todos los flujos de una instalación. Para esto, es necesario introducir nuevos conceptos, los cuales serán utilizados a lo largo de este trabajo para la determinación de los costos exergéticos de todos los flujos del caso de estudio.

#### **4.2.4. Fuel-producto y eficiencia exergética**

En general todo sistema térmico tiene un propósito definido: obtener una serie de productos, para lo cual debe consumir un conjunto de recursos. Por ejemplo, el objeto de una central termoeléctrica es producir energía eléctrica, y para ello es necesario utilizar un combustible:

carbón, gas natural, etc.

Un Sistema Térmico es algo más que un conjunto de equipos y flujos interrelacionados, a partir de su estructura física. Cada componente tiene un propósito productivo particular definido, que contribuye a alcanzar el propósito final de producción del sistema. Para definir este propósito, se debe indicar que flujo o combinación de flujos constituye el producto de cada componente ( $P$ ), cuales los recursos o Fuel (combustible) consumido ( $F$ ) y, finalmente, los flujos de pérdidas ( $L$ ), es decir, aquellos flujos que abandonan el sistema sin ser utilizados.

Para obtener la definición *Fuel – Producto* que mejor represente la función productiva de un componente, es necesario examinar simultáneamente las transformaciones energéticas que tienen lugar en ellos. La definición  $F - P$ , para cada componente del sistema, debe cumplir ciertas condiciones, que pueden resumirse en [Lozano 1987, Valero et al, Lozano y Valero 1993]:

- Todos los flujos que entran o salen de una componente, deben estar presentes en la definición F-P una y solo una vez, bien como fuel, producto o pérdida.
- Cada flujo o combinación de flujos que constituyen el fuel, producto y pérdidas de cada componente debe tener un valor de su función exergía mayor o igual que cero.
- El balance de exergía de cada componente debe poderse escribir en la forma:

$$I = F - P - L > 0 \quad (4.67)$$

Donde el término de  $I$ , representa las irreversibilidades totales del sistema y se puede obtener de la relación de *Gouy Stodola*. La Ecuación 4.67 satisface tanto para un sistema como para un subsistema

Una manera de medir la degradación de la energía de un flujo involucrado en cualquier proceso, es por medio del concepto de eficiencia exergética, definida de la siguiente forma:

$$\psi = \frac{P}{F} \quad (4.68)$$

La Ecuación (4.68) se puede reescribir en términos de irreversibilidades de la siguiente forma:

$$\psi = 1 - \frac{I}{F} \quad (4.69)$$

La tabla 4.1 muestra el *Fuel*, *Producto*, y *Pérdidas* de cada equipo del sistema analizado de acuerdo con la figura 2.10.

Tabla 4.1: Fuel, Producto, Pérdidas

Equipo	Descripción	Fuel	Producto	Pérdidas
1	Compresor	$B_{12}$	$B_2$	
2	Regenerador	$B_5 - B_6$	$B_3 - B_2$	
3	Combustor	$B_4$	$B_4 - B_3$	
4	Turbina	$B_4 - B_5$	$B_{12} + B_{13}$	
5	Calentador	$B_6$	$B_{17}$	$B_7$
6	Válvula	$B_8 + B_9$	$B_{10}$	
7	C. combustible	$B_{15}$	$B_{11} - B_{10}$	
8	Generador E.	$B_{13}$	$B_{14}$	
9	Panel	$B_{14}$	$B_{16} + B_{15}$	
	Ciclo total	$B_8 + B_9$	$B_{17} + B_{17}$	

#### 4.2.5. Estructura física y estructura productiva

Todo sistema productivo puede considerarse de acuerdo a la teoría general de sistemas [C. Torres], como una colección de subsistemas conectados por flujos de materia y energía. Esta colección de componentes es conocida como estructura física. Un ejemplo de un modelo de estructura física es el ciclo Rankine de la Figura 2.10.

Un sistema productivo puede desagregarse tanto como sea posible dependiendo del nivel de detalle deseado y de la información disponible.

Los resultados del análisis exergético dependen en gran medida del nivel de agregación que se tenga, razón por la cual se recomienda tener un nivel adecuado.

Complementariamente, para realizar el análisis termoeconómico, se sabe que cada componente tiene un proceso productivo particular definido, que contribuye a alcanzar el propósito final de producción del sistema. Para definir el propósito, se debe indicar que flujo o combinación de flujos constituyen el Producto de cada componente ( $P$ ), cuales los recursos ( $F$ ) o Fuegos consumidos y finalmente los flujos de Pérdidas ( $L$ ), es decir los flujos que abandonan el sistema sin ser utilizados. A la distribución de los Fuegos-Productos y Pérdidas del sistema completo, se le conoce como Estructura Productiva [L. M. Serra] o como Diagrama Funcional [Frangopoulos 1994, Frangopoulos 1993].

La estructura productiva de cualquier sistema, es el punto clave del análisis termoeconómico y, está compuesta de unidades productivas y disipativas (representadas por cuadros), uniones o “Junctions” (rombos) y bifurcaciones o “branching” (circulos) [Lozano 1994]. Así pues, la Estructura Productiva es una representación gráfica de la distribución de los recursos de todo el sistema productivo. El Fuel y Producto de cada equipo se define dependiendo de

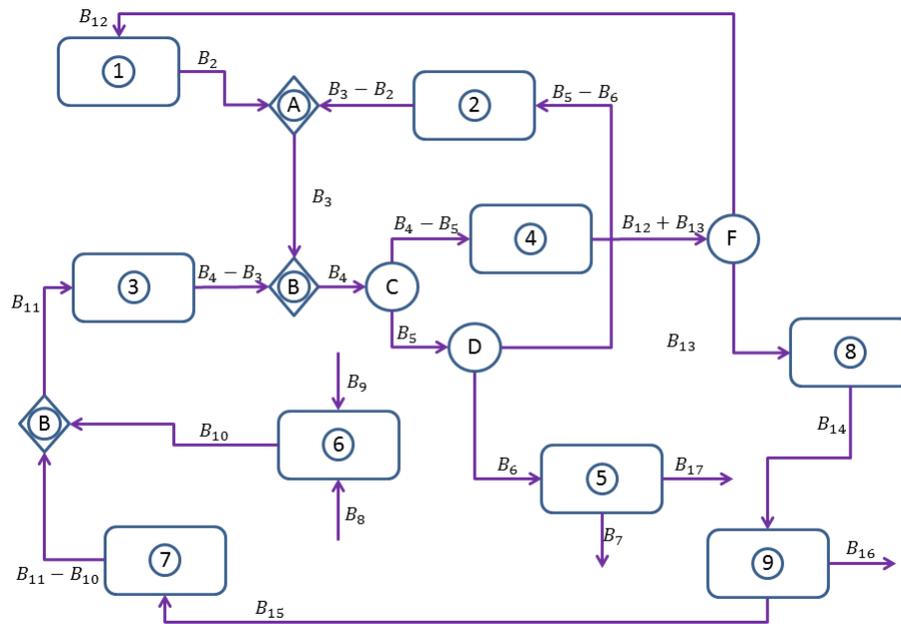


Figura 4.1: Estructura productiva del sistema analizado.

su funcionalidad en el proceso. En la Figura 4.1 se muestra la Estructura Productiva del caso de estudio Figura 2.10.

#### 4.2.6. Reglas de asignación de costos exergeticos

En secciones anteriores se ha visto que la exergía es una función de estado, una vez definido el ambiente de referencia, que refleja la mínima cantidad de trabajo técnico para obtener un producto. Por tanto la exergía es independiente del proceso utilizado y por otra parte representa el costo mínimo necesario. Puesto que los procesos reales son irreversibles:  $F - P = I > 0$ , resultará siempre que la exergía necesaria para obtener un producto será siempre mayor o igual que la exergía contenida en él. El costo, en términos de exergía, de la obtención de dichos productos deberá ser igual a la exergía de los recursos consumidos. Por ejemplo, supongase que en una central termoeléctrica, para producir 350 MW de energía eléctrica, se necesita consumir una cantidad de carbón equivalente en exergía a 1000 MW. Entonces obtener dicha energía eléctrica cuesta 1000 MW.

Cuando en un sistema se obtiene un único producto es muy sencillo calcular su costo exergetico. Cuando el flujo es interno, es decir, conecta dos componentes, la exergía necesaria

para producirlo puede ser calculada como la suma de todos los consumos de exergía en las componentes anteriores, hasta llegar a los recursos de entrada al sistema. Pero entonces surge una importante pregunta ¿Qué ocurre cuando hay bifurcaciones? ¿Cómo se distribuyen entonces los costos? Este es uno de los problemas clásicos de la Termoeconomía, y diferentes grupos de trabajo han propuesto que se distribuyan los costos en las bifurcaciones de forma proporcional a la exergía, como criterio más objetivo comparado con otros, como proporcional a la masa o la energía. El costo exergético de un flujo es una propiedad emergente, es decir, no existe como una propiedad termodinámica de un flujo aislado, sino que debe ir asociado a un proceso de producción. Se tiene entonces que determinar el costo no del flujo aislado, sino del conjunto de flujos internos y externos. Además, la consideración de un flujo no depende del equipo físico sino de los límites y nivel de agregación que se han definido para el sistema.

Con las ideas expuestas, vamos a construir una función termodinámica que permita evaluar el costo, en términos de la exergía de los recursos necesarios para obtenerlo, de cada uno de los flujos de la estructura productiva de un sistema.

Dado un sistema cuyos límites del nivel de agregación y propósito han sido definidos, se llamará costo exergético de un flujo ( $B^*$ ), fuel ( $F^*$ ) o producto ( $P^*$ ) a una magnitud medida en términos de energía, que cumpla con las premisas  $P1 - P3$ , enunciadas a continuación. Llamaremos costo exergético unitario de un flujo, que denotamos  $k^*$ , al costo exergético por unidad de exergía requerida, esto es:  $B^* = k^*B$ .

**P1:** El costo exergético de los flujos depende de los costos de los recursos de entrada al sistema. En ausencia de asignaciones externas, el costo de los flujos de entrada al sistema es igual a su exergía, o en otras palabras, su costo exergético unitario es uno.

**P2:** El costo del producto de cada componente del sistema es igual a la suma del costo exergético de los flujos que constituyen el fuel, de dicho componente:

$$F^* = P^* \quad (4.70)$$

En consecuencia todos los costos generados en el proceso productivo deben ser incluidos en el costo final de los productos. En ausencia de asignaciones externas el costo de los flujos de pérdidas es nulo.

**P3:** Si el producto de una componente está formado por varios flujos de la misma calidad termodinámica, todos ellos tienen el mismo costo exergético unitario. Esta proposición se

basa en el hecho de que si en un equipo se identifican varios productos, se supone que su proceso de formación ha sido el mismo, tienen el mismo costo exergético unitario y por lo tanto asignamos su costo exergético proporcional a la exergía que contienen. Este conjunto de reglas de asignación de costos se conocen como Proposiciones FP [Lozano 1987, Valero et al, Lozano y Valero 1993].

#### 4.2.7. Determinación de los costos exergéticos

De acuerdo con las proposiciones que definen el costo exergético de cada componente del sistema y el costo de los flujos que constituyen su producto pueden ser obtenidos a partir de las proposiciones  $P2 - P3$ , conocidos los costos de los flujos que constituyen el fuel. Dado que los costos de entrada al sistema deben ser conocidos, por la proposición  $P1$ , es posible determinar el costo exergético de cada uno de los  $m$  flujos, relevantes en el nivel de agregación y estructura productiva consideradas en el análisis. Para ello será necesario definir  $m$  ecuaciones lineales, construidas a partir de las reglas de asignación de costos. La proposición  $P1$  define tantas ecuaciones como flujos de entrada al sistema  $s_0$ . Por otra parte las proposiciones  $P2$  y  $P3$  definen, para cada componente genérica  $-i-$ , tantas ecuaciones como número flujos  $s_i$  formen el producto de dicha componente. Dado que cada flujo sale una y solo una vez de cada equipo, o se trata de una entrada al sistema, se tiene que:

$$m = s_0 + \sum_{i=1}^n s_i \quad (4.71)$$

con lo que la aplicación de las proposiciones FP a cada una de las componentes del sistema, incluyendo el entorno, permitirá determinar el costo exergético de todos los flujos, mediante la resolución simultánea del conjunto de las  $m$  ecuaciones lineales [Lozano 1987, Valero et al, Lozano y Valero 1993].

Veamos cuales serían las ecuaciones de asignación de costos asociadas al sistema propuesto (Figura 2.10), para la cámara de combustión.

Entorno

De acuerdo con la proposición  $P1$ , el costo unitario de los recursos de entrada al sistema es conocido e igual a la unidad, entonces:

$$k_{comb}^* = 1 \quad (4.72)$$

Cámara de combustión

El balance de costos en el combustor de acuerdo con la proposición  $P2$ , se escribiría como:

$$k_4^* B_4 = k_{comb}^* B_{comb} + k_3^* B_3 \quad (4.73)$$

De acuerdo con la proposición *P3*, el costo unitario de cada una de las componentes del producto son iguales, entonces:

$$k_4^* = k_5^* = k_6^* \quad (4.74)$$

Como se puede apreciar siempre que se realice éste tipo de análisis es necesario tener un orden adecuado en la representación matemática del sistema, como es el hecho de dar una numeración a todos y cada uno de los flujos de exergía que interactúan en el sistema (flujo de combustible, trabajo mecánico entre otros).

A continuación se presentan las ecuaciones de balance de costos exergéticos para cada uno de los equipos.

Compresor

$$CE_2 = CE_1 + CE_{12} \quad (4.75)$$

$$CE_1 = B_1 \quad \text{de acuerdo con } P1 \quad (4.76)$$

Regenerador

$$CE_2 + CE_5 = CE_6 + CE_3 \quad (4.77)$$

$$k_5 = k_6 \quad \text{de acuerdo con } P3 \quad (4.78)$$

Turbina

$$CE_{12} + CE_{13} = CE_4 - CE_5 \quad (4.79)$$

$$k_4 = k_5 \quad \text{de acuerdo con } P3 \quad (4.80)$$

$$k_{12} = k_{13} \quad \text{de acuerdo con } P3 \quad (4.81)$$

Calentador de cogeneración

$$CE_{17} = CE_6 - CE_7 \quad (4.82)$$

$$CE_7 = 0 \quad \text{de acuerdo con P2} \quad (4.83)$$

Válvula

$$CE_{10} = CE_9 + CE_8 \quad (4.84)$$

$$k_8 = 1 \quad \text{de acuerdo con P1} \quad (4.85)$$

$$k_9 = 1 \quad \text{de acuerdo con P1} \quad (4.86)$$

Compresor de combustible

$$CE_{11} = CE_{10} + CE_{15} \quad (4.87)$$

$$k_{15} = k_{14} \quad \text{de acuerdo con P3} \quad (4.88)$$

Generador eléctrico

$$CE_{14} = CE_{13} \quad (4.89)$$

$$k_{16} = k_{14} \quad \text{de acuerdo con P3} \quad (4.90)$$

Costos exergéticos unitarios

$$k_i = \frac{CE_i}{B_i} \quad (4.91)$$

Siendo  $i$  el  $i$  – esimo flujo.

### 4.3. Cálculo de costos monetarios

Después de contar con todos los datos de costos de equipos, los balances exergéticos, los costos financieros y los costo de operación y mantenimiento, se procede a realizar los balances

de costos monetarios; para esto es necesario introducir un nuevo concepto.

El costo unitario del flujo ( $Cu$ ) no es otra cosa que el costo de la corriente por unidad energética ( $\$/kJ$ ,  $\$/Btu$ ,  $\$/kWh$ ) y el costo de la corriente esta dado en dolares por unidad de tiempo ( $\$/seg$ ). En el balance de costos, los costos unitarios son similares a los costos unitarios exergéticos, y los balances quedan prácticamente igual que en los balances exergéticos pero con ciertas consideras que se mencionarán a continuación:

- Los costos de los equipos se cargan al producto la corriente producto de ese equipo
- De igual forma si se cuenta con los costos por operación y mantenimiento ( $OMC$ ) y los costos financieros ( $CC$ ).
- El costo de la corriente de combustible debe ser asignado a su flujo respectivo de acuerdo con la  $P1$

Se toma como ejemplo el balance en el combustor, según lo que se explicó anteriormente, el balance se aplica similar que en los costos exergéticos por lo que se tiene:

$$Cu_4B_4 = Cu_{comb}B_{comb} + Cu_3B_3 + \frac{(\dot{C}r_{CC}^{OM} + \dot{C}r_{CC}^{CI})}{3600} \quad (4.92)$$

Donde de acuerdo con [H. Sayyaadi]:

$$\dot{C}r_{CC}^{OM} = \frac{OMC_L}{\tau} * \frac{Cr_{CC}}{PEC} \quad (4.93)$$

$$\dot{C}r_{CC}^{CI} = \frac{CC_L}{\tau} * \frac{Cr_{CC}}{PEC} \quad (4.94)$$

Lo que es esencialmente el balance antes obtenido para los costos exergéticos, con la variación de adjuntar los costos  $CC$  y  $OMC$  del equipo en el cual se está aplicando el balance. Las ecuaciones de las tasa de costos de operación y mantenimiento y de costos financieros de los demás equipos, de acuerdo con [H. Sayyaadi], son:

$$\dot{C}r_{Comp}^{OM} = \frac{OMC_L}{\tau} * \frac{Cr_{Comp}}{PEC} \quad (4.95)$$

$$\dot{C}r_{Comp}^{CI} = \frac{CC_L}{\tau} * \frac{Cr_{Comp}}{PEC} \quad (4.96)$$

$$\dot{C}r_{Turb}^{OM} = \frac{OMC_L}{\tau} * \frac{Cr_{Turb}}{PEC} \quad (4.97)$$

$$\dot{C}r_{Turb}^{CI} = \frac{CC_L}{\tau} * \frac{Cr_{Turb}}{PEC} \quad (4.98)$$

$$\dot{C}r_{Reg}^{OM} = \frac{OMC_L}{\tau} * \frac{Cr_{Reg}}{PEC} \quad (4.99)$$

$$\dot{C}r_{Reg}^{CI} = \frac{CC_L}{\tau} * \frac{Cr_{Reg}}{PEC} \quad (4.100)$$

$$\dot{C}r_{Cog}^{OM} = \frac{OMC_L}{\tau} * \frac{Cr_{Cog}}{PEC} \quad (4.101)$$

$$\dot{C}r_{Cog}^{CI} = \frac{CC_L}{\tau} * \frac{Cr_{Cog}}{PEC} \quad (4.102)$$

Los balances de costos para todos los equipos se presentan a cotinuación:

Compresor

$$CM_2 = CM_1 + CM_{12} + \frac{(\dot{C}r_{Comp}^{OM} + \dot{C}r_{Comp}^{CI})}{3600} \quad (4.103)$$

$$CM_1 = B_1 \quad \text{de acuerdo con } P1 \quad (4.104)$$

Regenerador

$$CM_2 + CM_5 + \frac{(\dot{C}r_{Reg}^{OM} + \dot{C}r_{Reg}^{CI})}{3600} = CM_6 + CM_3 \quad (4.105)$$

$$Cu_5 = Cu_6 \quad \text{de acuerdo con } P3 \quad (4.106)$$

Turbina

$$CM_{12} + CM_{13} = CM_4 - CM_5 + \frac{(\dot{C}r_{Turb}^{OM} + \dot{C}r_{Turb}^{CI})}{3600} \quad (4.107)$$

$$Cu_4 = Cu_5 \quad \text{de acuerdo con } P3 \quad (4.108)$$

$$Cu_{12} = Cu_{13} \quad \text{de acuerdo con } P3 \quad (4.109)$$

Calentador de cogeneración

$$CM_{17} = CM_6 - CM_7 + \frac{(\dot{C}r_{Cog}^{OM} + \dot{C}r_{Cog}^{CI})}{3600} \quad (4.110)$$

$$CM_7 = 0 \quad \text{de acuerdo con P2} \quad (4.111)$$

Válvula

$$CM_{10} = CM_9 + CM_8 \quad (4.112)$$

$$Cu_8 = 1 \quad \text{de acuerdo con P1} \quad (4.113)$$

$$Cu_9 = 1 \quad \text{de acuerdo con P1} \quad (4.114)$$

Compresor de combustible

$$CM_{11} = CM_{10} + CM_{15} \quad (4.115)$$

$$Cu_{15} = Cu_{14} \quad \text{de acuerdo con P3} \quad (4.116)$$

Generador eléctrico

$$CM_{14} = CM_{13} \quad (4.117)$$

$$Cu_{16} = Cu_{14} \quad \text{de acuerdo con P3} \quad (4.118)$$

Costos exergéticos unitarios

$$Cu_i = \frac{CM_i}{B_i} \quad (4.119)$$

Siendo  $i$  el  $i$ -ésimo flujo.

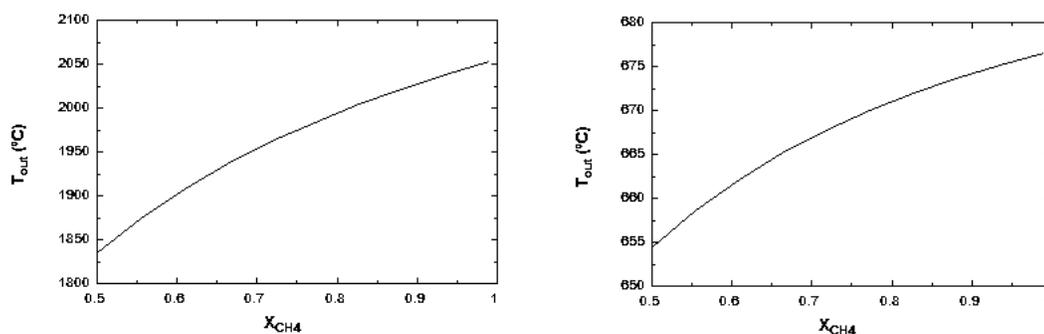
# Capítulo 5

## Resultados y conclusiones

### 5.1. Modelo de la cámara de combustión

Se realizó una caracterización de las principales propiedades del biogás, durante el proceso de combustión dentro de la cámara de combustión (combustor) de una turbina de gas, teniendo en cuenta variaciones de concentraciones del metano desde el 50-99 % dentro del biogás, se analizan las variaciones que se observan tanto en el PCI (poder calorífico inferior), como en la temperatura de los productos de la combustión al variar el exceso de aire en la cámara de 100-400 % de aire teórico. Las presiones a la entrada y la salida de la cámara de combustión se consideran iguales y la temperatura a la entrada del combustor se considera de 25 °C (mezcla aire-combustible). También se incluye un análisis exergético de los flujos que salen de la cámara de combustión por el método de Lozano descrito en la sección 3.3.3.

En la Figura 5.1 se muestra el comportamiento obtenido con los modelos de las ecua-



(a) Aire teórico

(b) 400% de aire teórico

Figura 5.1: Temperatura adiabática de llama  $T_{out}$

ciones 3.13, 3.14, 3.15, 3.16, 3.17. La Figura 5.1a muestra el comportamiento introduciendo solamente el aire teórico dentro del combustor y la figura 5.1b muestra el el comportamiento con un 400 % de aire teórico.

Como se pudo observar, y era de esperarse, en ambos casos la temperatura de los gases de escape de la cámara de combustión se ve afectada de manera positiva conforme va en aumento la fracción molar de metano que compone el biogás ( $X_{CH_4}$ ). Sin embargo, se observó una variación significativa en la diferencia que existe entre los valores de temperatura mínimos y máximos de cada gráfica. En la Figura 5.1a se observó una diferencia de  $218\text{ }^{\circ}\text{C}$ , mientras que en la figura 5.1b se observó una diferencia de  $23\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

De esto se puede inferir que conforme aumenta el porcentaje de aire teórico esta diferencia irá en disminución, la razón principal pudiera ser la disolución de los gases de combustión, no obstante en este trabajo no se ahondará en las razones que dan origen a este fenómeno de la cinética química de la reacción. La diferencia que existe entre estas diferencias de temperaturas sugieren que a medida que el porcentaje teórico de aire aumente dentro de la reacción se vuelve menos significativo el porcentaje de metano ( $X_{CH_4}$ ) que contiene el biogás.

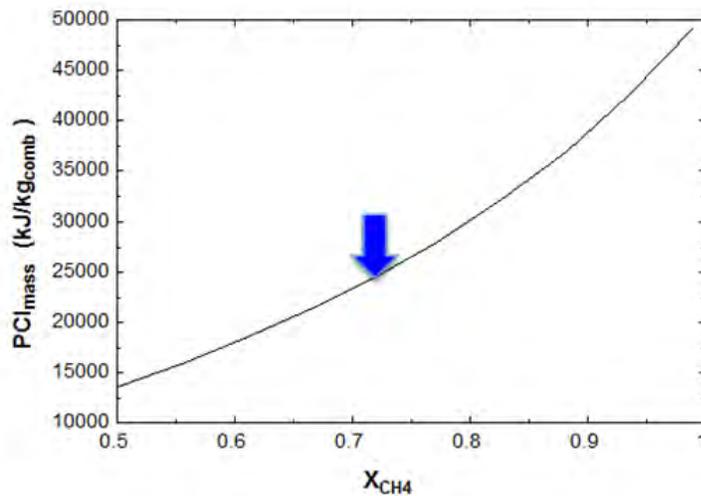


Figura 5.2: Variación del poder calorífico inferior (PCI) con el porcentaje de metano

La Figura 5.2 se muestra la variación del poder calorífico del biogás de acuerdo con las ecuaciones 3.10, 3.11 y 3.12. De los resultados de éste modelo se obtuvo el comportamiento esperado, mientras mayor se la concentración molar de metano ( $X_{CH_4}$ ) mayor será el poder calorífico, y se observó los valores reportados en bibliografía para biogás con la concentración de 72 % que es al rededor de los  $25,000\text{ kJ/kg}$  (Señalado con una flecha en la gráfica).

La Figura 5.3 muestra la variación de la exergía específica de los gases de escape del

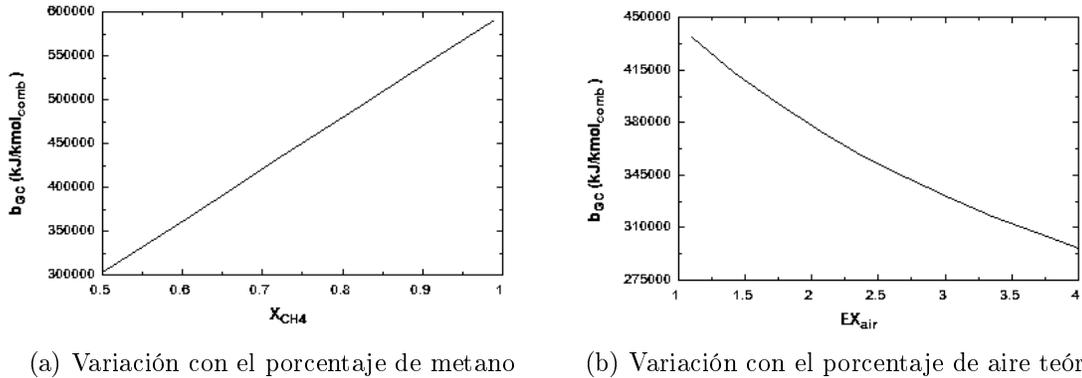


Figura 5.3: Exergía de flujo de los gases de combustión

combustor. Como se esperaba el comportamiento de la exergía específica va en aumento conforme la fracción molar de metano ( $X_{CH_4}$ ) aumenta, Figura 5.3a; para el caso del aumento del porcentaje de aire teórico se observó que la exergía específica decrece conforme aumenta el aire dentro del combustor, Figura 5.3b, aunque la exergía de flujo pudiese ir en aumento debido a un aumento del flujo de aire, se observa que en realidad la energía se degrada conforme mas aire se mezcla en la cámara esto debido a la disminución de la temperatura de los gases.

## 5.2. Modelo termodinámico completo

En ésta sección se presentan los resultados obtenidos del modelado termodinámico del sistema completo y se hace un concentrado de los datos de entrada para el mismo. Se realizaron análisis, variando la fracción molar de biogás ( $X_{BioG}$ ).

En la Tabla 5.1 se muestran los parámetros de entrada para la resolución del modelo termodinámico utilizados en el análisis.

En la Tabla 5.2 se muestran los resultados principales del modelo termodinámico para la variación de la fracción molar de biogás ( $X_{BioG}$ ), trabajo neto del ciclo ( $\dot{W}_{neto}$ ), trabajo del compresor ( $\dot{W}_{comp}$ ), calor de cogeneración ( $\dot{Q}_{cogen}$ ), calor de aporte ( $\dot{Q}_{aporte}$ ), poder calorífico ( $PCI_{mass}$ ), eficiencia de cogeneración ( $\eta_{cogen}$ ) y eficiencia de ciclo ( $\eta_{ciclo}$ ).

Tabla 5.1: Tabla de parámetros de entrada del modelo termodinámico

Parámetro	Valor	Unidad
Presión de ambiente estable de referencia, $p_0$	101	$kPa$
Relación de compresión, $r_c$	6.5	$Adim$
Caída de presión en el regenerador lado frío, $r_{reg,Cool}$	0.99	$Adim$
Caída de presión en el combustor, $r_{Combustor}$	0.99	$Adim$
Presión a la salida del expansor, $p_5$	107	$kPa$
Caída de presión en el regenerador lado caliente, $r_{reg,Hot}$	0.99	$Adim$
Temperatura del ambiente de referencia, $T_0$	15	$^{\circ}C$
Temperatura a la salida del regenerador, $T_3$	350	$^{\circ}C$
Temperatura de los gases a la salida del calentador de cogeneración, $T_7$	250	$^{\circ}C$
Eficiencia del compresor, $\eta_{comp}$	0.86	$Adim$
Eficiencia de la turbina, $\eta_{isoturb}$	0.8786	$Adim$
Eficiencia del compresor de combustible, $\eta_{CC}$	0.86	$Adim$
Eficiencia del generador eléctrico, $\eta_{GE}$	0.95	$Adim$
Flujo volumétrico de combustible (biogás o gas natural), $Flujo_{comb}$	7000	$Nm^3/día$
Exceso de aire, $EX_{air}$	4.5	$Adim$
Coefficiente global de transferencia de calor, $U$	0.018	$kW/m^2K$

Tabla 5.2: Resultados principales del modelo termodinámico

$X_{BioG}$	$\dot{W}_{neto}$ ( $kW$ )	$\dot{W}_{comp}$ ( $kW$ )	$\dot{Q}_{cogen}$ ( $kWt$ )	$\dot{Q}_{aporte}$ ( $kWt$ )	$PCI_{mass}$ ( $kJ/kg$ )	$\eta_{cogen}$	$\eta_{ciclo}$	$R_{AC.mass}$ ( $kg_{air}/kg_{comb}$ )
1.000	647.0	729.8	603.6	1,982.2	24,505.1	0.6309	0.3264	37.96
0.947	659.5	744.2	615.8	2,021.5	25,379.3	0.6308	0.3262	39.31
0.895	672.0	758.6	627.9	2,060.8	26,281.0	0.6308	0.3261	40.70
0.842	684.5	773.0	640.0	2,100.1	27,211.7	0.6307	0.3259	42.14
0.789	697.0	787.3	652.2	2,139.4	28,172.7	0.6306	0.3258	43.62
0.737	709.5	801.7	664.3	2,178.7	29,165.5	0.6305	0.3256	45.16
0.684	722.0	816.1	676.4	2,218.0	30,191.8	0.6305	0.3255	46.74
0.632	734.5	830.5	688.5	2,257.3	31,253.3	0.6304	0.3254	48.38
0.579	747.0	844.9	700.7	2,296.6	32,351.7	0.6304	0.3253	50.08
0.526	759.5	859.2	712.8	2,335.9	33,489.2	0.6303	0.3252	51.83
0.474	772.0	873.6	724.9	2,375.2	34,667.7	0.6302	0.3250	53.65
0.421	784.6	888.0	737.1	2,414.5	35,889.6	0.6302	0.3249	55.54
0.368	797.1	902.4	749.2	2,453.8	37,157.3	0.6301	0.3248	57.49
0.316	809.6	916.8	761.3	2,493.1	38,473.3	0.6301	0.3247	59.53
0.263	822.1	931.1	773.4	2,532.4	39,840.7	0.6300	0.3246	61.64
0.211	834.6	945.5	785.6	2,571.7	41,262.3	0.6300	0.3245	63.83
0.158	847.1	959.9	797.7	2,611.0	42,741.5	0.6300	0.3244	66.12
0.105	859.6	974.3	809.8	2,650.3	44,281.9	0.6299	0.3244	68.49
0.053	872.1	988.7	821.9	2,689.6	45,887.3	0.6299	0.3243	70.97
0.000	884.6	1,003	834.1	2,728.9	47,562.0	0.6298	0.3242	73.56

Dentro del análisis realizado con el modelo explicado en el Capítulo 3 se obtuvieron gráficas del comportamiento de los datos mostrados en la Tabla 5.2, los cuales se muestran a continuación.

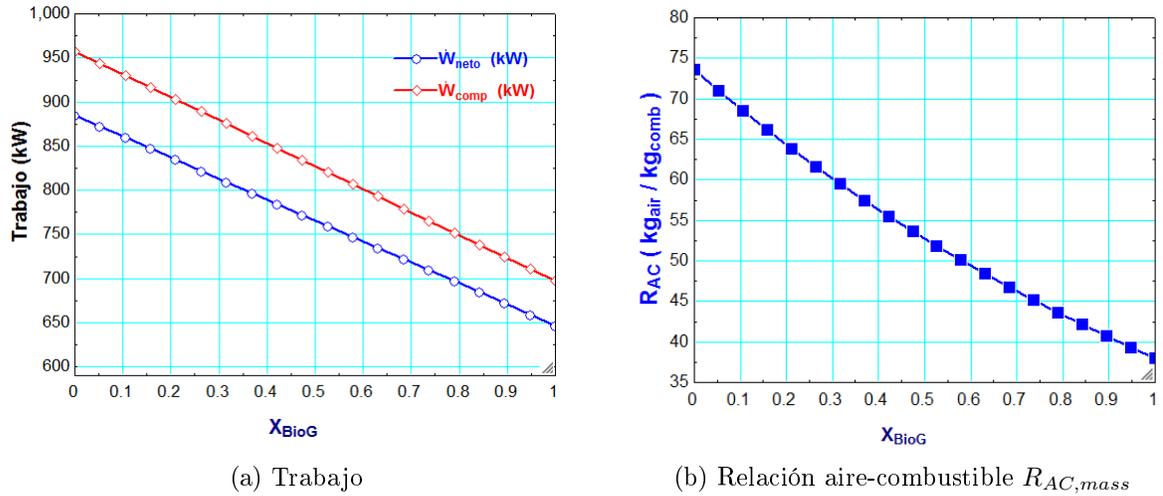


Figura 5.4: Trabajo y Relación aire-combustible

En la figura 5.4a se observó el comportamiento esperado, de acuerdo con los datos del PCI (Tabla 5.2) se esperaba que el trabajo neto del ciclo disminuyera conforme la fracción de biogás ( $X_{BioG}$ ) aumentase. También se advirtió otro fenómeno no tan notorio, en la gráfica antes mencionada se observa que la diferencia que existe entre el  $\dot{W}_{neto}$  y el  $\dot{W}_{comp}$  es ligeramente mayor para el caso en el cual solamente es gas natural ( $X_{BioG} = 0$ ); ésto es explicable fácilmente observando la gráfica de la relación aire combustible ( $R_{AC, mass}$ , Figura 5.4b) para el mismo caso de  $X_{BioG} = 0$  se observa que el aire necesario para la combustión es mucho mayor, lo cual es a causa de una mayor concentración de gas metano dentro del combustible, el cual necesita de aire extra para la combustión.

En la Figura 5.5a se observa la variación de la temperatura de los gases a la salida de la cámara de combustión ( $T_4$ ), como se puede apreciar se notó el mismo comportamiento antes descrito por las gráficas de la Figura 5.1, la temperatura tiende a disminuir sin embargo, esta variación entre el utilizar biogás o gas natural no fue tan significativa como se esperaba, esto por lo antes mencionado en la discusión de la Figura 5.1. En la Figura 5.5b se muestra la variación que sufre el calor aportando en la cámara de combustión ( $\dot{Q}_{aporte}$ ), la gráfica se comporta de la forma esperada de acuerdo con los datos del PCI (Tabla 5.2) el calor que aporta el combustible disminuye conforme  $X_{BioG}$  aumenta.

En la Figura 5.6, se muestran las gráficas obtenidas para las eficiencias del ciclo de

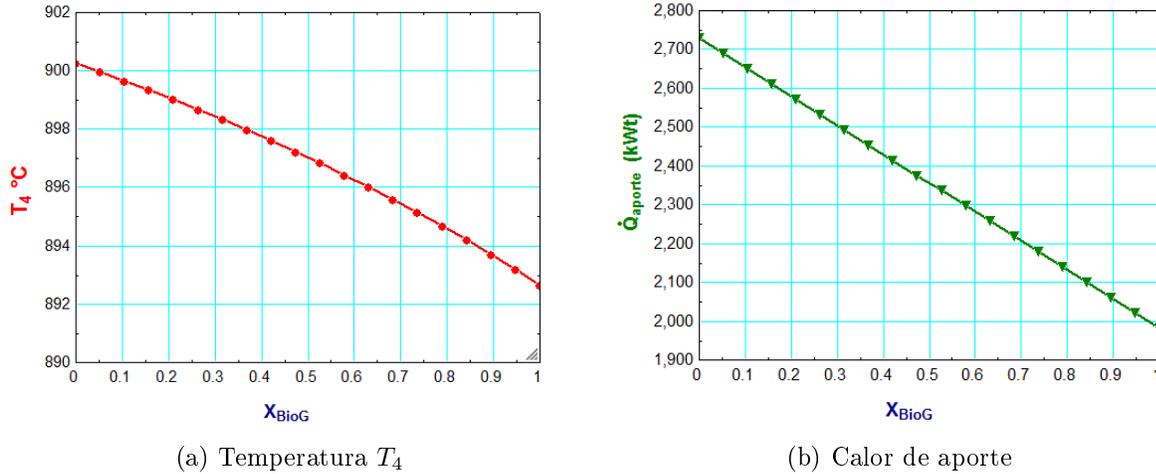


Figura 5.5: Temperatura de los gases de escape del combustor y calor de aporte

turbina de gas regenerativo ( $\eta_{\text{ciclo}} = \dot{W}_{\text{neto}}/\dot{Q}_{\text{aporte}}$ ) y las eficiencias para el ciclo de cogeneración ( $\eta_{\text{cogen}} = (\dot{W}_{\text{neto}} + \dot{Q}_{\text{cogen}})/\dot{Q}_{\text{aporte}}$ ). Los comportamientos observados en el en ambos casos son de eficiencias en aumento a medida que  $X_{\text{BioG}}$  aumenta, aunque éste aumento no es significativo ya que para el caso de la Figura 5.6a la diferencia que existe entre el ciclo con y sin biogás es de 0.22 % mayor para el ciclo con biogás y para la Figura 5.6b en el mismo caso la diferencia es de 0.108 %. Éste comportamiento puede explicarse gracias a los comportamientos antes observados en las gráficas de  $\dot{W}$ ,  $R_{AC, \text{mass}}$ ,  $T_4$  y  $\dot{Q}_{\text{aporte}}$  (Figuras 5.4a, 5.4b, 5.5a y 5.5b). Se puede explicar el que la eficiencia no sea mayor para el caso de  $X_{\text{BioG}} = 0$ , ya que para éste, en primer lugar se requiere una  $R_{AC, \text{mass}}$  mayor para la combustión lo que significa un  $\dot{W}_{\text{comp}}$  mayor lo que afecta de manera negativa la eficiencia del ciclo (regenerativo y de cogeneración), otra de las razones es que aunque existe un aporte de calor notoriamente mayor ( $\dot{Q}_{\text{aporte}}$ ), y la temperatura que alcanzan los gases de la combustión ( $T_4$ ) no es significativamente mayor, repercutiendo de nuevo en la eficiencia del ciclo (eficiencia de carnot [J. Moran]). Pudiera suponerse que disminuyendo el  $EX_{\text{air}}$  se pudiese obtener una eficiencia de ciclo mayor, sin embargo esto no es posible debido a las restricciones de temperatura a la cual están sometidos los álabes de la turbina que debe ser de alrededor de 1,000  $^{\circ}\text{C}$ ; también cabe mencionar que conforme aumenta la temperatura a la entrada de la turbina del mismo modo se incrementan los costos de los mismo como se explicará en secciones posteriores.

En la Figura 5.7 se muestran la variación de los flujos másicos más representativos del ciclo. De igual forma se observa ( Figura 5.7a) como se comportan los flujos de aire ( $\dot{m}_1$ ) y de los gases de escape de la turbina ( $\dot{m}_4$ ) conforme varía  $X_{\text{BioG}}$ . Lo mismo para los flujos

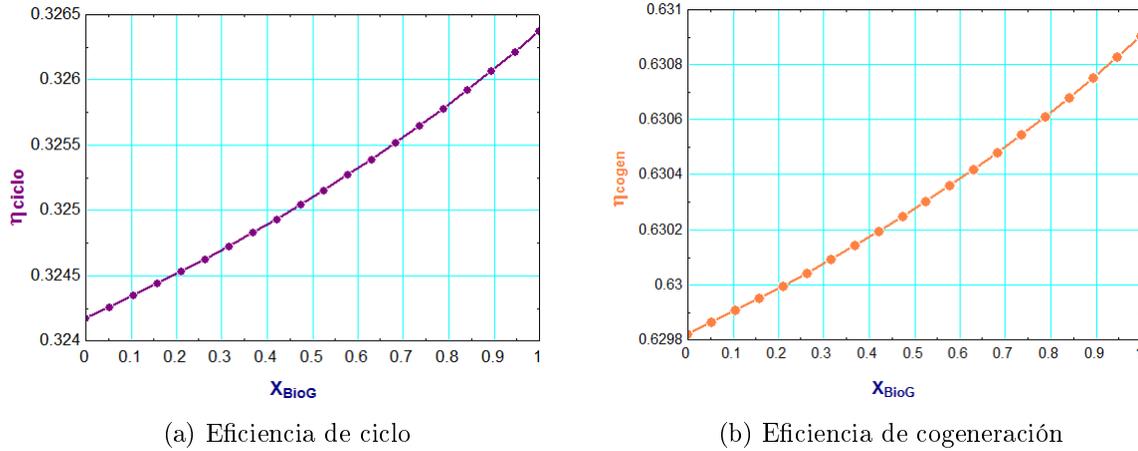


Figura 5.6: Eficiencias de ciclo y de cogeneración

de combustible (Figura 5.7b), para el flujo de biogás ( $\dot{m}_8$ ) y el flujo de gas natural ( $\dot{m}_9$ ). Se observó que los flujos máxicos de combustible se igualan en un valor de  $X_{BioG}$  de alrededor de 0.43.

En las Tablas 5.3 y 5.4, se muestran los valores de las propiedades de cada uno de los flujo para el caso de utilizar sólo biogás ( $X_{BioG} = 1$ ) y para el caso de sólo utilizar gas natural ( $X_{BioG} = 0$ )<sup>1</sup>.

La Tabla 5.5 muestra la destrucción de exergía que se presenta en los equipos principales del sistema, para el caso de utilizar sólo biogás ( $X_{BioG} = 1$ ) y para el caso de sólo utilizar gas natural ( $X_{BioG} = 0$ ). De las variaciones que se observaron en esta serie de tablas, las diferencias más significativas se encuentran en los valores de exergía para ambos casos y por consiguiente la variación en la destrucción de exergía de los equipos. Se observó un aumento significativo en la destrucción de exergía dentro del combustor para el caso del gas natural, de igual forma pasa en el compresor, regenerador y la turbina, no así en el calentador de cogeneración y en compresor de combustible. Éste comportamiento pudiera ser otra de las explicaciones por la cual la eficiencia de ciclo no se incrementa cuando se utiliza el gas natural.

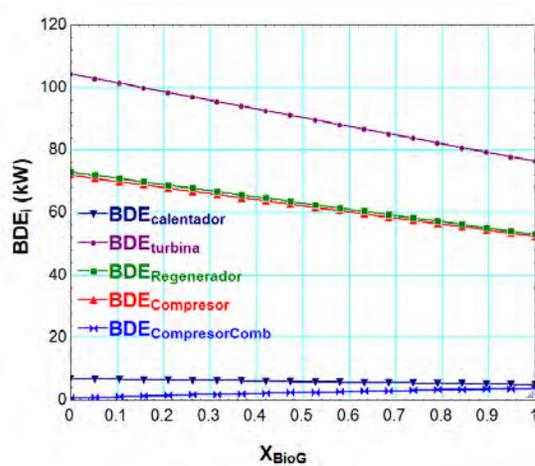
Las Figura 5.8 muestra las gráficas de la variación de la destrucción de la exergía variando la fracción molar de biogás ( $X_{BioG}$ ). En la Figura 5.8a se muestra la variación de la destrucción de la exergía dentro de los principales equipos, excepto la destrucción en el combustor ya que esta es mucho mayor que las destrucciones de los demás equipos y se muestra por separado en la Figura 5.8b. En estas gráficas se observó la evolución de la destrucción de exergía a medida

<sup>1</sup>Los valores de las entalpías y de las entropías son sólo de referencia tomados del modelo de aire ideal, para las temperaturas y presiones dadas en cada tabla.

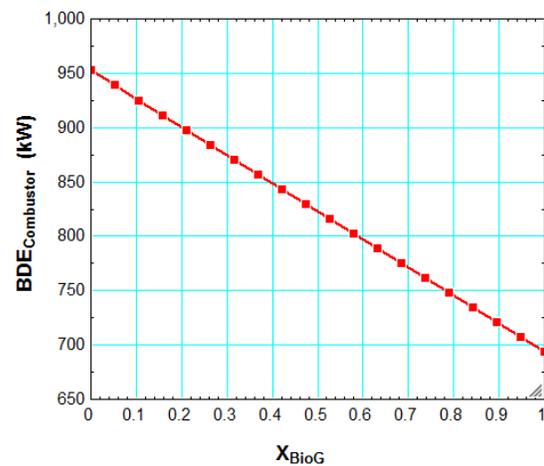


Tabla 5.4: Valores característicos para el ciclo utilizando sólo gas natural ( $X_{BioG} = 0$ )

Flujos	$P_i$ ( $kPa$ )	$T_i$ ( $^{\circ}C$ )	$\dot{m}_i$ ( $kg/s$ )	$h_i$ ( $kJ/kg$ )	$s_i$ ( $kJ/kg - K$ )	$E_i$ ( $kW$ )	$B_i$ ( $kW$ )
1	101.00	15.00	4.23126	288.53	5.66	1,220.83	0.00
2	653.00	248.42	4.23126	525.58	5.73	2,223.88	931.09
3	646.47	350.00	4.23126	631.70	6.44	2,672.88	1,151.95
4	640.01	900.26	4.28878	1,246.80	6.62	5,347.26	3,056.48
5	103.02	525.92	4.28878	821.22	6.71	3,522.03	1,064.43
6	101.99	428.39	4.28878	715.23	6.57	3,067.46	770.59
7	101.00	250.00	4.28878	527.22	6.22	2,261.12	325.42
8	101.00	15.00	0.00000	-	-	-	0.00
9	101.00	15.00	0.05752	-	-	-	2,842.19
10	101.00	15.00	0.05752	-	-	-	2,842.19
11	653.00	15.00	0.05752	-	-	-	2,857.46
12	-	-	-	-	-	-	1,003.05
13	-	-	-	-	-	-	884.65
14	-	-	-	-	-	-	840.41
15	-	-	-	-	-	-	15.97
16	-	-	-	-	-	-	824.45
17	-	-	-	-	-	-	438.35



(a) Variación de la destrucción de la exergía



(b) Variación de la destrucción de la exergía en el combustor

Figura 5.8: Destrucción de exergía en los equipos

Tabla 5.5: Destrucción de exergía en los equipos del sistema ( $kW$ )

Equipo	Biogás ( $X_{BioG} = 1$ )	Gas natural ( $X_{BioG} = 1$ )
Compresor	52.35	71.95
Regenerador	53.00	72.98
Combustor	693.47	952.93
Turbina o expansor	76.43	104.35
Calentador de cogeneración	5.00	6.82
Compresor de combustible	3.73	0.69

Tabla 5.6: Porcentajes de metano, dióxido de carbono y ácido sulfhídrico en el combustible, y porcentaje de agua en los gases de combustión y flujo másico de agua en los gases.

$X_{BioG}$	$H_2S$ (%)	$CO_2$ (%)	$CH_4$ (%)	$H_2O_{gases}$ (%)	$\dot{m}_{H_2O, Gases}$ ( $kg_{H_2O}/seg$ )
1.0000	0.80	27.00	72.00	4.51560	0.0892
0.9474	0.77	25.60	73.21	4.51607	0.0909
0.8947	0.74	24.20	74.42	4.51652	0.0927
0.8421	0.72	22.80	75.63	4.51695	0.0944
0.7895	0.69	21.40	76.84	4.51737	0.0961
0.7368	0.66	20.00	78.05	4.51778	0.0978
0.6842	0.63	18.60	79.26	4.51817	0.0995
0.6316	0.60	17.20	80.47	4.51855	0.1012
0.5789	0.58	15.80	81.68	4.51891	0.1030
0.5263	0.55	14.40	82.89	4.51927	0.1047
0.4737	0.52	12.99	84.11	4.51961	0.1064
0.4211	0.49	11.59	85.32	4.51994	0.1081
0.3684	0.47	10.19	86.53	4.52026	0.1098
0.3158	0.44	8.79	87.74	4.52057	0.1115
0.2632	0.41	7.39	88.95	4.52087	0.1133
0.2105	0.38	5.99	90.16	4.52117	0.1150
0.1579	0.35	4.59	91.37	4.52145	0.1167
0.1053	0.33	3.19	92.58	4.52173	0.1184
0.0526	0.30	1.79	93.79	4.52199	0.1201
0.0000	0.27	0.39	95.00	4.52225	0.1218

que aumenta la cantidad de biogás combustionando, de este comportamiento se explica con más claridad los resultados de las eficiencias antes presentados; se observó que aunque el calor que se aporta en el combustor es mucho mayor para el caso del gas natural, así mismo es la destrucción de exergía dentro del mismo, sin tomar en cuenta la que la destrucción también es mayor en el compresor, la turbina y el regenerador aunque en menor medida. Los equipos que menos destruyen exergía son el compresor de combustible y el calentador de cogeneración (sólo se consideró el lado caliente), y aunque para estos la destrucción aumenta a medida que  $X_{BioG}$  se incrementa, ésta destrucción no es representativa en comparación con la exergía destruida por los otros equipos.

La Tabla 5.6 muestra la variación de los porcentajes de metano ( $CH_4$ ), dióxido de carbono ( $CO_2$ ) y ácido sulfhídrico ( $H_2S$ ), en la composición del combustible conforme a la variación de la fracción molar de biogás ( $X_{BioG}$ ), así como la variación en el porcentaje de agua en los gases de escape de la cámara de combustión y el flujo másico de agua en los mismos. Se advirtió un comportamiento lineal en aumento, conforme  $X_{BioG}$  disminuye, de la cantidad de agua en los gases de combustión, esto debido a que la fracción molar de gas natural aumenta a razón de  $X_{GasN} = 1 - X_{BioG}$  (Ecuación 3.9) por consiguiente el porcentaje de  $CH_4$  aumenta y con él la cantidad de agua generada en la reacción. Se notó un aumento del flujo de agua en los gases de la combustión de un 36.5%, y ya que el agua en los gases se encuentra en forma de vapor, el cual requirió de energía para la evaporación del agua, se tomó en cuenta como una más de las razones por las cuales la temperatura de dentro de la cámara no se incrementa tan significativamente, afectando de manera negativa el rendimiento del ciclo.

### 5.3. Modelo económico

Una vez obtenidos todos los modelos termodinámicos y sus resultados se realizó el análisis descrito en el Capítulo 3, se procedió a realizar los análisis económico de los costos de adquisición de los equipos del sistema y de los costos de instalación, operación y mantenimiento, y gastos financieros en general. A continuación se presentan los datos de entrada para el modelo económico (Tabla 5.7).

La Tabla 5.8 se muestra los datos obtenidos para la variación de los costos de los equipos con respecto a  $X_{BioG}$ . En la Figura 5.9 se graficaron los datos de la Tabla 5.8, lo que se pudo observar fue un comportamiento similar al esperado, las ecuaciones utilizadas durante éste cálculo (ecuaciones 4.1, 4.2, 4.3, 4.4, 4.5, 4.6, 4.7 y 4.8) fueron tomadas del problema CGAM [G. Tsatsaronis et al], y se comprobó un comportamiento en el cual a medida que decrece la

Tabla 5.7: Datos de entrada modelo termoeconómico

Parámetro	Valor	Unidad
Promedio de horas trabajadas por persona por año, $AWH$	2080	horas
Vida económica útil, $BL$	15	años
Coefficiente económico, $C_{11}$	71.10	\$/ (kg/s)
Coefficiente económico, $C_{12}$	0.9	Adim
Coefficiente económico, $C_{21}$	46.08	\$/ (kg/s)
Coefficiente económico, $C_{22}$	0.995	Adim
Coefficiente económico, $C_{23}$	0.018	1/K
Coefficiente económico, $C_{24}$	26.4	Adim
Coefficiente económico, $C_{31}$	479.34	\$/ (kg/s)
Coefficiente económico, $C_{32}$	0.92	Adim
Coefficiente económico, $C_{33}$	0.036	1/K
Coefficiente económico, $C_{34}$	54.4	Adim
Coefficiente económico, $C_{41}$	4122	\$/m <sup>1.2</sup>
Costo unitario del Gas natura, $C_{GasN}$	9.63E-6	\$/kJ
Costo unitario de la limpieza del Biogas, $C_{BioG}$	0.02	€/m <sup>3</sup>
Fracción financiera por acciones ordinarias, $f_{ce}$	0.35	%
Fracción financiera por acciones preferentes, $f_{ps}$	0.15	%
Fracción financiera por deuda, $f_d$	0.50	%
Factor para calcular los conceptos de Otros Impuestos y Seguros, $f_{OTXI}$	0.02	%
Requerimiento anual de retorno por acciones ordinarias, $i_{ce}$	15	%
Requerimiento anual de retorno por acciones preferentes, $i_{ps}$	11.70	%
Requerimiento anual de retorno por deuda, $i_d$	10	%
Capacidad promedio de la planta, $CF$	85	%
Tasa promedio efectiva de retorno, $i_{eff}$	12	%
Costo de la mano de obra por hora, $LR$	28	\$/h
Mano de obra en operación y mantenimiento, $LP$	30	Personas
Número de años de escalamiento, $n$	20	años
Costo fijo por operación y mantenimiento, $OMC_{fix}$	3.8E6	\$/año
Costo variable de operación y mantenimiento, $OMC_{var}$	0.35E6	\$/año
Razón nominal de escalamiento para el combustible, $r_{FC}$	6	%
Razón nominal de escalamiento general, $r_e$	5	%
Razón nominal de escalamiento para gastos de operación y mantenimiento, $r_{OMC}$	5	%
Razón combinada promedio impositiva por ingresos, $titx$	38	%
Tiempo de operación por año, $\tau$	7446	h/año
Vida fiscal, $TL$	15	años

potencia neta de la planta, los costos del regenerador, turbina y compresor tienden a nivelarse a valores similares, esto debido a que las variables en las cuales se basan éstas ecuaciones varían con de modo similar.

En el caso de  $Cr_{Comp}$  su ecuación (ecuación 4.1) está en función del flujo másico de aire (potencia requerida) y de la relación de compresión, a diferencia del problema CGAM (30 MW), se trató con una turbina de mucho menor potencia (600-850 kW), la cual tiene una menor relación de compresión y un flujo de aire muy por debajo del presentado en el problema CGAM, lo que abarata su costo drásticamente, éste comportamiento también se pudo observar en la Figura 5.9, mientras el flujo másico aire decrece, lo hace también su costo (ver Figura 5.4b).

Tabla 5.8: Costos de los equipos y PEC

$X_{BioG}$	$Cr_{Comp}$	$Cr_{Reg}$	$Cr_{Turb}$	$Cr_{CC}$	$Cr_{cog}$	$PEC$
0.0000	1.46E+05	1.25E+05	1.50E+05	6.25E+04	1.28E+05	6.11E+05
0.0526	1.43E+05	1.24E+05	1.47E+05	6.16E+04	1.27E+05	6.03E+05
0.1053	1.41E+05	1.23E+05	1.45E+05	6.07E+04	1.26E+05	5.96E+05
0.1579	1.39E+05	1.22E+05	1.43E+05	5.98E+04	1.25E+05	5.89E+05
0.2105	1.37E+05	1.21E+05	1.41E+05	5.89E+04	1.24E+05	5.82E+05
0.2632	1.35E+05	1.20E+05	1.39E+05	5.80E+04	1.23E+05	5.74E+05
0.3158	1.33E+05	1.19E+05	1.37E+05	5.71E+04	1.22E+05	5.67E+05
0.3684	1.31E+05	1.17E+05	1.35E+05	5.62E+04	1.20E+05	5.60E+05
0.4211	1.29E+05	1.16E+05	1.33E+05	5.53E+04	1.19E+05	5.53E+05
0.4737	1.27E+05	1.15E+05	1.31E+05	5.44E+04	1.18E+05	5.45E+05
0.5263	1.25E+05	1.14E+05	1.29E+05	5.35E+04	1.17E+05	5.38E+05
0.5789	1.23E+05	1.13E+05	1.27E+05	5.26E+04	1.16E+05	5.31E+05
0.6316	1.20E+05	1.12E+05	1.25E+05	5.17E+04	1.14E+05	5.23E+05
0.6842	1.18E+05	1.11E+05	1.22E+05	5.08E+04	1.13E+05	5.16E+05
0.7368	1.16E+05	1.10E+05	1.20E+05	4.99E+04	1.12E+05	5.09E+05
0.7895	1.14E+05	1.09E+05	1.18E+05	4.90E+04	1.11E+05	5.01E+05
0.8421	1.12E+05	1.08E+05	1.16E+05	4.81E+04	1.10E+05	4.94E+05
0.8947	1.10E+05	1.07E+05	1.14E+05	4.72E+04	1.08E+05	4.86E+05
0.9474	1.08E+05	1.05E+05	1.12E+05	4.63E+04	1.07E+05	4.79E+05
1.0000	1.06E+05	1.04E+05	1.10E+05	4.54E+04	1.06E+05	4.71E+05

En el caso de  $Cr_{Turb}$  su ecuación (ecuación 4.3) está en función del flujo másico que pasa a través de la turbina y la expansión en ésta misma (Potencia) y la temperatura de los gases que entra a la misma, ya que está en función prácticamente de los mismos valores que el costo del compresor (a excepción de  $T_4$ ), se comporta prácticamente de la misma forma. Sin embargo, cabe mencionar que tanto para el  $Cr_{CC}$  y  $Cr_{turb}$  la variable  $T_4$  es la que mas

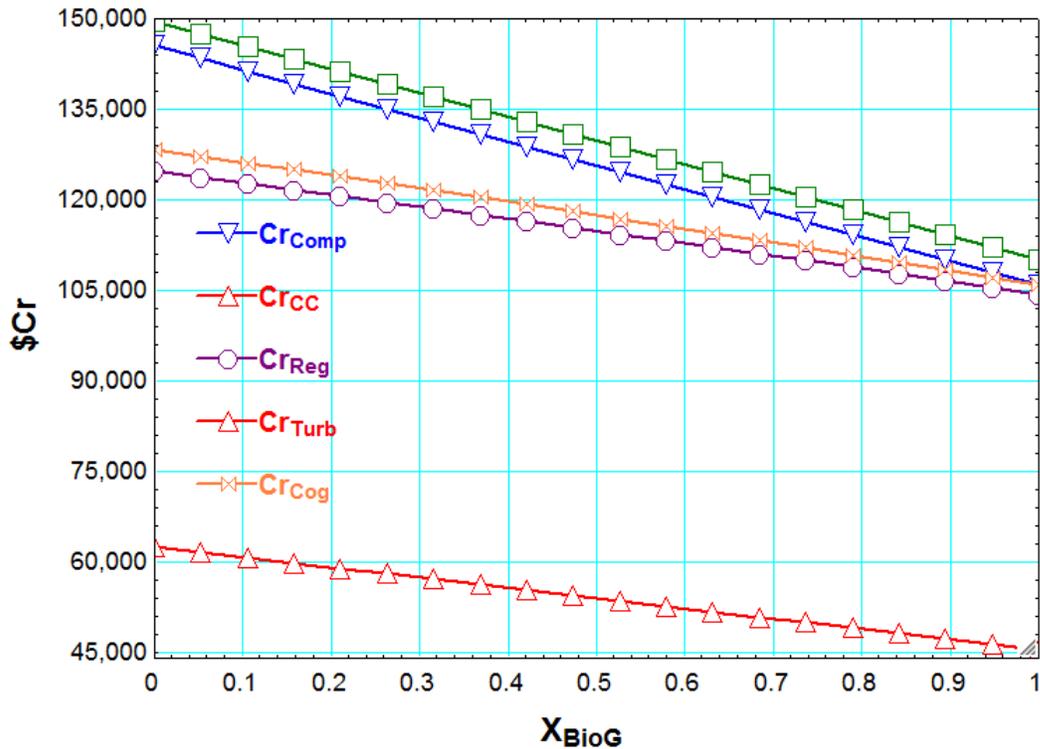


Figura 5.9: Costos de equipos

influencia tiene en estos costos, pero ya que se tiene una restricción de temperatura debido a los materiales esta se mantuvo en valores similares a los establecidos ( $1000\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) ésto por lo ya establecido en la discusión de la sección 5.2.

Ahora bien el  $Cr_{Reg}$  y el  $Cr_{Cog}$  su ecuaciones (ecuación 4.4, 4.5, 4.6 y 4.7) están en función del área de transferencia de calor de los intercambiadores ( $A_{reg}$  y  $A_{cog}$ ) las cuales a su vez están en función del calor trasferido en cada uno ( $\dot{m} * C_P (T_{out} - T_{in})$ ), del coeficiente global de transferencia de calor ( $U$ ) y de las diferencia media logaritmica de cada uno ( $DMTL$ ), ya que  $U$  se mantiene constante lo que varía es el calor y  $DMTL$  que están en función de la eficacia de los intercambiadores, que a su vez esta en función de las temperaturas de entra y salida de los intercambiadores; las variables que determinan los costos son las temperaturas y el flujo másico, y estas se mantienen en valores similares a los del problema CGAM (a excepción de  $\dot{m}$ ) los costos  $Cr_{Reg}$  y  $Cr_{cog}$  no disminuyen tan drásticamente como es el caso de los costos  $Cr_{CC}$  y  $Cr_{Turb}$ . Lo cual explicaría el comportamiento observado en la figura 5.9.

En la Tabla 5.9 muestra los resultados obtenidos para el análisis año a año de los ingresos totales requeridos, los costos del combustible y los costos de operación y mantenimiento, para el caso del biogás y el caso del gas natural. Como se pudo observar del combustible es

Tabla 5.9: Análisis año a año de los ingresos requeridos  $TRR_i$  ( $USD$ )

Año	Biogás			Gas Natural		
	Requerimiento Total de ingresos ( $TRR_i$ )	Costo del combustible ( $CF_i$ )	Costos de O&M ( $OMC_i$ )	Requerimiento Total de ingresos ( $TRR_i$ )	Costo del combustible ( $CF_i$ )	Costos de O&M ( $OMC_i$ )
2015	634,351.97	74,521.70	32,757.97	1,632,517.52	891,616.04	45,344.70
2016	619,121.16	78,993.00	34,395.87	1,659,495.12	945,113.01	47,611.93
2017	598,638.42	83,732.58	36,115.66	1,682,648.36	1,001,819.79	49,992.53
2018	579,708.71	88,756.54	37,921.44	1,710,831.95	1,061,928.97	52,492.16
2019	562,228.90	94,081.93	39,817.51	1,744,097.18	1,125,644.71	55,116.76
2020	546,122.01	99,726.84	41,808.39	1,782,539.60	1,193,183.40	57,872.60
2021	531,324.79	105,710.45	43,898.81	1,826,283.98	1,264,774.40	60,766.23
2022	517,401.92	112,053.08	46,093.75	1,874,992.65	1,340,660.86	63,804.54
2023	503,969.36	118,776.27	48,398.44	1,928,406.42	1,421,100.51	66,994.77
2024	491,042.98	125,902.84	50,818.36	1,986,790.21	1,506,366.55	70,344.51
2025	478,677.64	133,457.01	53,359.28	2,050,473.32	1,596,748.54	73,861.73
2026	548,714.16	141,464.43	56,027.24	2,224,148.83	1,692,553.45	77,554.82
2027	536,618.61	149,952.30	58,828.60	2,298,184.32	1,794,106.66	81,432.56
2028	525,172.40	158,949.44	61,770.03	2,378,506.90	1,901,753.06	85,504.19
2029	514,413.09	168,486.40	64,858.54	2,465,491.85	2,015,858.24	89,779.40

el factor que principalmente afecta los costos de anualizados, también se notó que a pesar de que el costo del gas natural y el costo del biogás si tienen una diferencia grande (siendo el costo del gas natural mayor), no es tan grande como la diferencia entre los ingresos totales requeridos para cada año, esto obviamente tiene que ver con la diferencia de potencia neta  $\dot{W}_{neto}$  que existe entre ambos casos, que repercute en los costos de los equipos y en los costos de operación y mantenimiento directamente.

## 5.4. Modelo termoeconómico

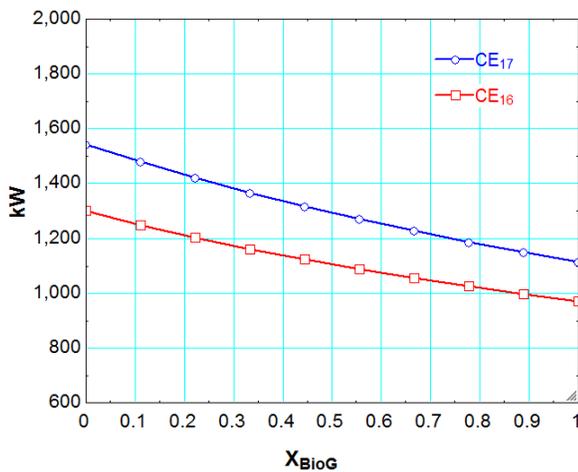
A continuación se presentan la serie de resultados obtenidos para los costos exergéticos y los costos monetarios, los cuales fueron planteados en la sección 4.2 y 4.3.

### 5.4.1. Costos exergéticos

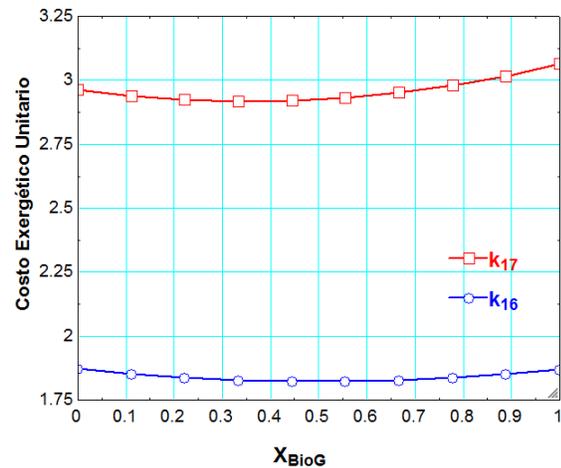
La Tabla 5.10, muestran la variación de los costos exergéticos y exergéticos unitarios para los productos de la planta, (electricidad  $F_{16}$  y calor de cogeneración  $F_{17}$ ).

Tabla 5.10: Costos exegéticos y exergéticos unitarios

$X_{BioG}$	$k_{16}$ (kW/kW)	$k_{17}$ (kW/kW)	$CE_{16}$ (kW)	$CE_{17}$ (kW)
0.0000	1.8721	2.9627	1.54E+03	1.30E+03
0.1111	1.8516	2.9388	1.48E+03	1.25E+03
0.2222	1.8368	2.9242	1.42E+03	1.20E+03
0.3333	1.8272	2.9183	1.37E+03	1.16E+03
0.4444	1.8224	2.9210	1.32E+03	1.12E+03
0.5556	1.8224	2.9320	1.27E+03	1.09E+03
0.6667	1.8271	2.9514	1.23E+03	1.05E+03
0.7778	1.8364	2.9795	1.19E+03	1.02E+03
0.8889	1.8506	3.0166	1.15E+03	9.96E+02
1.0000	1.8696	3.0632	1.11E+03	9.70E+02



(a) Costos exergéticos



(b) Costos exergéticos unitarios

Figura 5.10: Costos exergéticos y exergéticos unitarios

La Figura 5.10 muestra de manera gráfica la variación obtenida en la Tabla 5.10, lo que se pudo percibir de estos resultados fue que para el caso de los costos exergéticos (Figura 5.10a) los costos exergéticos disminuyen conforme aumenta  $X_{BioG}$  esto debido a la exergía de cada uno de los ciclos (potencia neta), sin embargo en el caso de los costos unitarios (5.10b) se notó un pequeño incremento en el costo del calor de cogeneración ( $k_{17}$ ). En el caso del costo unitario de la electricidad ( $k_{16}$ ), los valores se mantuvieron casi constantes. Éstos comportamientos pudieran sugerir que los costos unitarios pudiesen ser mayores para el caso del biogás y por lo tanto que los costos monetarios fuesen mayores de igual forma, no obstante,

Tabla 5.11: Costos exergéticos unitarios principales ( $kW/kW$ )

$X_{BioG}$	$k_{11}$	$k_{12}$	$k_{13}$	$k_{14}$	$k_{15}$	$k_4$	$k_2$	$k_3$
0.0000	1.0051	1.7785	1.7785	1.8721	1.8721	1.6853	1.9159	1.9785
0.1111	0.9948	1.7591	1.7591	1.8516	1.8516	1.6669	1.8950	1.9569
0.2222	0.9874	1.7450	1.7450	1.8368	1.8368	1.6535	1.8798	1.9412
0.3333	0.9828	1.7358	1.7358	1.8272	1.8272	1.6448	1.8699	1.9309
0.4444	0.9808	1.7313	1.7313	1.8224	1.8224	1.6405	1.8651	1.9259
0.5556	0.9814	1.7313	1.7313	1.8224	1.8224	1.6404	1.8651	1.9259
0.6667	0.9845	1.7357	1.7357	1.8271	1.8271	1.6446	1.8699	1.9308
0.7778	0.9903	1.7446	1.7446	1.8364	1.8364	1.6530	1.8794	1.9406
0.8889	0.9986	1.7580	1.7580	1.8506	1.8506	1.6656	1.8939	1.9555
1.0000	1.0097	1.7761	1.7761	1.8696	1.8696	1.6827	1.9134	1.9756

las diferencias encontradas en los valor no son tan significativas como para precipitarse en ésta conclusión, se tiene que observar los resultados de los costos monetarios para tener ésta certeza.

En la Tabla 5.11 se muestra la variación de los costos exergéticos unitarios de los principales con  $X_{BioG}$ , quizá un costo que llama la atención es el costo de la corriente 3 ( $k_3$ ), esto debido a que es el costo de mayor magnitud, y pudiera ser un punto de cuidado en el sistema ya que de haber un problema de fuga de esta corriente es la que mas recurso energético desperdiciaría.

#### 5.4.2. Costos monetarios

En las Tablas 5.12 y 5.14 se muestra la variación de tasa de costos financieros ( $\dot{C}r_i^{CI}$ ) y de operación y mantenimiento ( $\dot{C}r_i^{OM}$ ) respectivamente, conforme a la variación de  $X_{BioG}$ . Se detectó un comportamiento similar al que tuvieron los costos del combustible y los costos de los equipos y ya que éstos costos están directamente ligados a las tasas de costos aquí mostradas (ecuaciones 4.93, 4.94, 4.95, 4.96, 4.97, 4.98, 4.99, 4.100, 4.101 y 4.102), se observa una tendencia a la baja conforme aumenta  $X_{BioG}$ .

En las Tabla 5.13 y 5.15 se muestran la variación de los costos unitarios principales ( $Cu_1 = Cu_7 = 0$ ,  $Cu_4 = Cu_5 = Cu_6$ ) conforme a la variación de  $X_{BioG}$ .

Los costos muestran una tendencia a la baja conforme  $X_{BioG}$  aumenta, lo cual es explicable simplemente observando los resultados discutidos en secciones anteriores (sección 5.3), ya que en todos los resultados la tendencia es a la baja cuando la fracción de  $X_{BioG}$  tiende a 1, era de esperarse éste tipo de comportamiento.

Tabla 5.12: Tasa de costos financieros de los equipos principales ( $USD/hr$ )

$X_{BioG}$	$\dot{C}r_{Comp}^{CI}$	$\dot{C}r_{Req}^{CI}$	$\dot{C}r_{CC}^{CI}$	$\dot{C}r_{Turb}^{CI}$	$\dot{C}r_{Cog}^{CI}$
0.0000	15.15	6.50	12.99	15.57	13.36
0.1111	14.85	6.37	12.90	15.28	13.26
0.2222	14.55	6.25	12.82	14.98	13.15
0.3333	14.25	6.12	12.73	14.69	13.05
0.4444	13.94	5.98	12.64	14.39	12.94
0.5556	13.64	5.85	12.56	14.09	12.83
0.6667	13.33	5.72	12.47	13.79	12.72
0.7778	13.02	5.59	12.38	13.48	12.61
0.8889	12.70	5.45	12.30	13.17	12.50
1.0000	12.39	5.31	12.21	12.86	12.38

Tabla 5.13: Costos unitarios (1) ( $USD/kJ$ )

$X_{BioG}$	$Cu_2$	$Cu_3$	$Cu_4$	$Cu_8$	$Cu_9$	$Cu_{10}$	$Cu_{11}$
0.00000	3.55E-05	3.84E-05	2.42E-05	0.0000	9.63E-06	9.63E-06	9.74E-06
0.05263	3.45E-05	3.75E-05	2.34E-05	7.68E-07	9.63E-06	9.10E-06	9.22E-06
0.10526	3.36E-05	3.66E-05	2.26E-05	7.84E-07	9.63E-06	8.58E-06	8.70E-06
0.15789	3.28E-05	3.57E-05	2.18E-05	8.00E-07	9.63E-06	8.08E-06	8.20E-06
0.21053	3.19E-05	3.49E-05	2.10E-05	8.16E-07	9.63E-06	7.59E-06	7.71E-06
0.26316	3.11E-05	3.40E-05	2.02E-05	8.32E-07	9.63E-06	7.11E-06	7.23E-06
0.31579	3.03E-05	3.32E-05	1.95E-05	8.48E-07	9.63E-06	6.64E-06	6.76E-06
0.36842	2.95E-05	3.25E-05	1.88E-05	8.64E-07	9.63E-06	6.18E-06	6.30E-06
0.42105	2.88E-05	3.17E-05	1.81E-05	8.80E-07	9.63E-06	5.73E-06	5.85E-06
0.47368	2.80E-05	3.10E-05	1.74E-05	8.96E-07	9.63E-06	5.28E-06	5.41E-06
0.52632	2.73E-05	3.03E-05	1.67E-05	9.12E-07	9.63E-06	4.84E-06	4.97E-06
0.57895	2.66E-05	2.96E-05	1.60E-05	9.28E-07	9.63E-06	4.41E-06	4.53E-06
0.63158	2.59E-05	2.89E-05	1.54E-05	9.44E-07	9.63E-06	3.98E-06	4.11E-06
0.68421	2.52E-05	2.82E-05	1.47E-05	9.60E-07	9.63E-06	3.56E-06	3.68E-06
0.73684	2.45E-05	2.76E-05	1.41E-05	9.77E-07	9.63E-06	3.13E-06	3.26E-06
0.78947	2.38E-05	2.69E-05	1.35E-05	9.93E-07	9.63E-06	2.72E-06	2.85E-06
0.84211	2.32E-05	2.63E-05	1.28E-05	1.01E-06	9.63E-06	2.30E-06	2.43E-06
0.89474	2.25E-05	2.57E-05	1.22E-05	1.02E-06	9.63E-06	1.89E-06	2.02E-06
0.94737	2.18E-05	2.50E-05	1.16E-05	1.04E-06	9.63E-06	1.47E-06	1.60E-06
1.00000	2.12E-05	2.44E-05	1.10E-05	1.06E-06	9.63E-06	1.06E-06	1.19E-06

Tabla 5.14: Tasa de costos por operación y mantenimiento de los equipos principales ( $USD/hr$ )

$X_{BioG}$	$\dot{C}r_{Comp}^{OM}$	$\dot{C}r_{Reg}^{OM}$	$\dot{C}r_{CC}^{OM}$	$\dot{C}r_{Turb}^{OM}$	$\dot{C}r_{Cog}^{OM}$
0.0000	1.98	1.70	0.85	2.04	1.75
0.1111	1.91	1.66	0.82	1.97	1.71
0.2222	1.84	1.62	0.79	1.89	1.66
0.3333	1.77	1.58	0.76	1.82	1.62
0.4444	1.70	1.54	0.73	1.75	1.57
0.5556	1.63	1.50	0.70	1.68	1.53
0.6667	1.56	1.46	0.67	1.61	1.49
0.7778	1.49	1.41	0.64	1.54	1.44
0.8889	1.42	1.37	0.61	1.47	1.40
1.0000	1.35	1.33	0.58	1.40	1.35

Tabla 5.15: Costos unitarios (2) ( $USD/kJ$ )

$X_{BioG}$	$Cu_{12}$	$Cu_{13}$	$Cu_{14}$	$Cu_{15}$	$Cu_{16}$	$Cu_{17}$
0.00000	2.82E-05	2.82E-05	2.97E-05	2.97E-05	2.97E-05	5.22E-05
0.05263	2.73E-05	2.73E-05	2.87E-05	2.87E-05	2.87E-05	5.09E-05
0.10526	2.64E-05	2.64E-05	2.78E-05	2.78E-05	2.78E-05	4.96E-05
0.15789	2.56E-05	2.56E-05	2.70E-05	2.70E-05	2.70E-05	4.83E-05
0.21053	2.48E-05	2.48E-05	2.61E-05	2.61E-05	2.61E-05	4.71E-05
0.26316	2.40E-05	2.40E-05	2.53E-05	2.53E-05	2.53E-05	4.59E-05
0.31579	2.33E-05	2.33E-05	2.45E-05	2.45E-05	2.45E-05	4.48E-05
0.36842	2.25E-05	2.25E-05	2.37E-05	2.37E-05	2.37E-05	4.37E-05
0.42105	2.18E-05	2.18E-05	2.29E-05	2.29E-05	2.29E-05	4.26E-05
0.47368	2.11E-05	2.11E-05	2.22E-05	2.22E-05	2.22E-05	4.16E-05
0.52632	2.04E-05	2.04E-05	2.14E-05	2.14E-05	2.14E-05	4.05E-05
0.57895	1.97E-05	1.97E-05	2.07E-05	2.07E-05	2.07E-05	3.95E-05
0.63158	1.90E-05	1.90E-05	2.00E-05	2.00E-05	2.00E-05	3.85E-05
0.68421	1.83E-05	1.83E-05	1.93E-05	1.93E-05	1.93E-05	3.76E-05
0.73684	1.77E-05	1.77E-05	1.86E-05	1.86E-05	1.86E-05	3.66E-05
0.78947	1.70E-05	1.70E-05	1.79E-05	1.79E-05	1.79E-05	3.57E-05
0.84211	1.64E-05	1.64E-05	1.72E-05	1.72E-05	1.72E-05	3.47E-05
0.89474	1.57E-05	1.57E-05	1.65E-05	1.65E-05	1.65E-05	3.38E-05
0.94737	1.51E-05	1.51E-05	1.59E-05	1.59E-05	1.59E-05	3.29E-05
1.00000	1.45E-05	1.45E-05	1.52E-05	1.52E-05	1.52E-05	3.20E-05

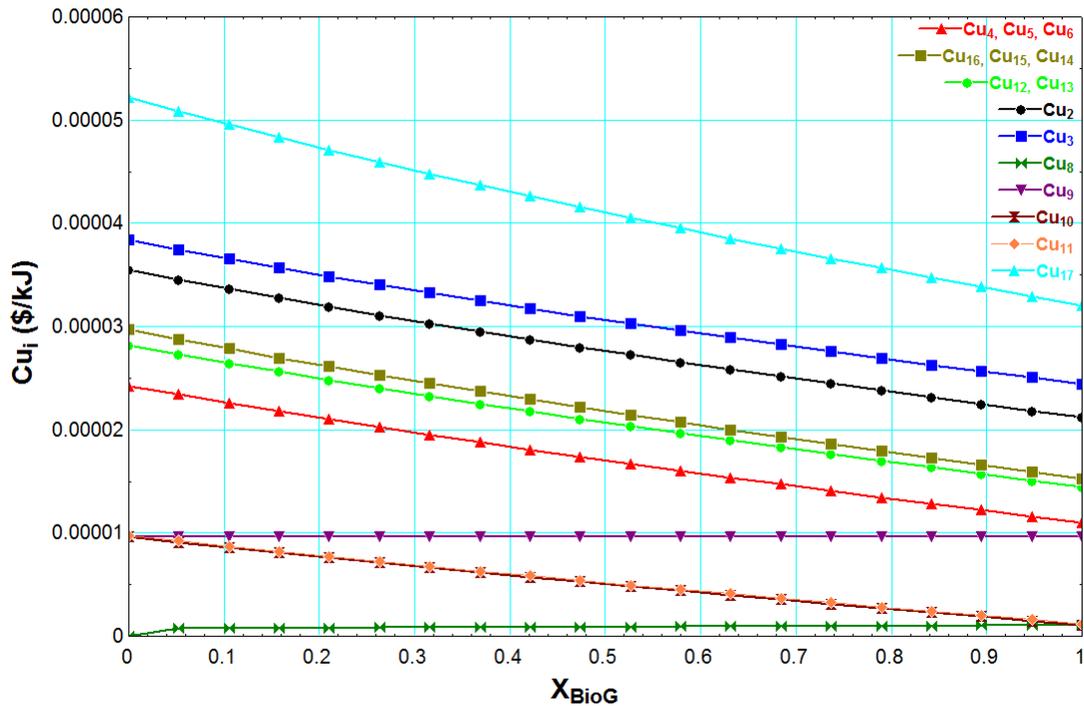


Figura 5.11: Costos monetarios unitarios de los flujos

Tabla 5.16: Costos de la electricidad y el calor de cogeneración ( $MX/kWh$ )

Concepto	Biogás	Gas natural
Costo unitario de la electricidad	0.7340	1.4342
Costo unitario del calor de cogeneración	1.5453	2.5208

La Figura 5.11 muestra gráficamente las variaciones presentadas en las Tablas 5.13 y 5.15. Lo que se pudo apreciar de ésta gráfica es la notable diferencia que existe entre el costo unitario del calor de cogeneración ( $Cu_{17}$ ) y el costos unitario de la electricidad ( $Cu_{16}$ ). Los costos son presentados en  $USD/kJ$ , el costo de la electricidad en  $MX/kWh^2$  se presentan en la Tabla 5.16.

<sup>2</sup>Tipo de cambio a 24/01/2014 es  $1 USD = 13.4144 MX$

## 5.5. Conclusiones y perspectivas

A lo largo del presente trabajo se realizaron análisis para comparar el desempeño térmico de una turbina de gas para la producción de electricidad y calor (CHP), que funciona con un biocombustible (biogás) y un combustible convencional (gas natural), así como análisis económicos y termoeconómicos del sistema. A continuación se presentan las aportaciones del trabajo y las perspectivas del mismo.

- El modelo de la cámara de combustión se comporta de manera adecuada y conforme a lo establecido en la teoría, sin embargo el comportamiento de la temperatura de los gases de escape de la cámara de combustión ( $T_4$ ) observado conforme aumenta el exceso de aire ( $EX_{air}$ ), denotan que no es tan importante el factor del combustible (ya sea gas natural o biogás), como el exceso de aire en la cámara de combustión para el efecto del aumento de temperatura de los gases de escape de la cámara de combustión así como para la degradación de energía dentro de la misma.
- Del modelo termodinámico completo se pudo observar un comportamiento similar al encontrado en la cámara de combustión, aunque el poder calorífico de la mezcla de combustible y el calor de aporte aumentan radicalmente conforme la fracción molar de biogas ( $X_{BioG}$ ) disminuye, se comprobó que el factor que se creía pudiese ser más determinante para el aumento o disminución de la eficiencia del ciclo y de la temperatura de los gases de escape de la cámara de combustión ( $T_4$ ), definido en la hipótesis del presente trabajo (El tipo de combustible), no es determinante en el comportamiento de la eficiencia ( $\eta$ ), ya sea de ciclo o de cogeneración, para un exceso de aire constante ( $EX_{air} = cte$ ). Y aunque se quisiera variar el  $EX_{air}$ , ésta determinación repercutiría directamente en problemas con el material de la turbina o en un aumento significativo de los costos.
- Otro de los comportamientos observados en el modelo termodinámico fue el comportamiento de la destrucción de la exergía dentro de la cámara de combustión, se observó que es mucho mayor la exergía destruida dentro de la cámara de combustión cuando sólo se utiliza gas natural ( $X_{BioG} = 0$ ), lo cual explica desde otro punto de vista por que la temperatura de los gases de escape no aumenta significativamente a pesar del aumento en el poder calorífico de la mezcla de combustible.
- En el modelo termodinámico se observó un aumento de 36.5 % de agua en el flujo másico de los gases de escape, cuando se utiliza sólo gas natural ( $X_{BioG} = 0$ ), lo cual se explica

por el aumento del porcentaje de metano en la mezcla de combustible, esto representa un factor más en la disminución de la temperatura de los gases de escape de la cámara de combustión, y por lo tanto en la disminución de  $\eta$ .

- En modelo económico se observó el comportamiento esperado, de acuerdo con lo establecido en la teoría, sin embargo, se observó una disminución menos drástica en los costos de los intercambiadores de calor ésto debido a las ecuaciones utilizadas y las variables de las que dependen. También se observó que la variable más afecta los costos de la cámara de combustión y de la turbina es la temperatura de los gases de escape del combustor ( $T_4$ ), ésto a causa del comportamiento logarítmico descrito por las ecuaciones de costos.
- El modelo termoeconómico arrojó de resultados que a pesar de un aumento representativo en la potencia neta de la planta al utilizar gas natural y del costo de limpieza del biogás, los costos unitarios de la electricidad y del calor de cogeneración son mayores más de un 90 %.

Sobre el trabajo realizado, se puede decir que fue un análisis que consideró todos los factores que el autor pudo divisar en un principio, sin embargo los modelos matemáticos de los costos de los equipos pudieran ser mejorados, o en su lugar reemplazados por costos reales de equipos. En el caso del costo del gas natural podría utilizarse un costo diferente al utilizado este trabajo, ya que el costo es un costo comercial, y podría utilizarse un costo más bajo para uso industrial. Podría suponerse que existiese una mejora realizando una optimización en función de las variables  $EX_{air}$ ,  $Flujo_{comb}$  y  $\dot{W}_{neto}$ , tomando como restricción la temperatura de los gases de escape  $T_4$ .

# Bibliografía

- [WEO 2012 R] OCDE/AIE ©, “WORLD ENERGY OUTLOOK 2012. RESUMEN EJECUTIVO”. International Energie Agency, 2012.
- [WEO 2010] OCDE/AIE ©, “WORLD ENERGY OUTLOOK 2010”. International Energy Agency, 2010.
- [BNE 2011] Dirección General de Planeación Energética México, “Balance Nacional de Energía 2011”. Subsecretaría de Planeación Energética y Desarrollo Tecnológico. 2012.
- [DPI NY] <http://www.un.org/News/Press/docs/2008/ga10687.doc.htm>. Department of Public Information News and Media Division, New York. UN. (Consultado 13/04/2013)
- [WEO 2012] OCDE/AIE ©, “WORLD ENERGY OUTLOOK 2012. RENEWABLE ENERGY OUTLOOK”. International Energie Agency 2012.
- [Wever et al] Bernard Wever, Marcelo Rojas Oropeza, Miguel Torres Bernal, Lilia Pampillón Gonzáles, “PRODUCCIÓN DE BIOGÁS EN MÉXICO, Estado Actual y Perspectivas. Cuaderno Temático No. 5”. RED MEXICANA DE BIONERGÍA, A.C. 2012.
- [Batstone et al] Batstone, D.J., Keller, J., Angelidaki, I., Kalyuzhnyi, S.V., Pavlostathis, S.G., Rozzi, A., Sanders, W.T.M., Siegrist, H., Vavilin, V.A. “Anaerobic Digestion Model”, No. 1 (ADM 1). Scientific and Technical Report, No. 13, IWA Publishing, Cornwall, UK, 2002.
- [Nielsen et al] Nielsen, H.B., Mladenovska, Z., Westerman, P., Ahring, B.K. “Comparison of two-stage thermophilic (68 degrees C / 55 degrees C),

- anaerobic digestion with one-stage thermophilic (55 degrees C) digestion of cattle manure". *Biotechnology and Bioengineering*. 2004, Volumen 86(3): pp. 291-300.
- [Zapata] Zapata, A. "Utilización de biogás para la generación de electricidad (en línea)". Valle del Cauca, CO. 1998. (Consultado 25/10/2012)
- [GENERA4] <http://www.genera4.cl/plantas-biogas.php>, GENERA4, "Energías Renovables", sección de plantas de biogás. (Consultado 25/05/2012).
- [Shahnaz et al] Shahnaz Amiri, Dag Henning c, Björn G. Karlsson, "Simulation and introduction of a CHP plant in a Swedish biogás system". *Renewable Energy* 49, Elsevier Ltd. All rights reserved. 2013, pp. 242e249.
- [EurObserver] <http://www.eurobserv-er.org/downloads.asp> EurObserver. Biogas-barometer; 2009-2012. (Consultado 01/04/2013).
- [Urja et al] Urja, Vikas, Nigam, "Jatropha farming. Project report", (M.P), 2005.
- [Rehman et al] A. Rehman, Deepak R. Phalke, Rajesh Pandey. "Alternative fuel for gas turbine: Esterified jatropha oilediesel blend", *Renewable Energy* 36, Elsevier Ltd. All rights reserved. (2011). 2010 pp. 2635-2640.
- [SENER] [www.sener.gob.mx](http://www.sener.gob.mx) SENER, Secretaría de Energía, 2010. (Consultado 13/04/2013)
- [SENER ER] <http://www.renovables.gob.mx/portal/Default.aspx?id=2195&lang=2>, SENER, Secretaría de Energía, Energías Renovables, Gobierno Federal, 2010. (Consultado 20/04/2013).
- [Edward R. et al] Edward, R., S. Szekeres, F. Neuwahl, V. Mahieu, and de Santi, G. "Biofuels in the European Context: Facts and Uncertainties". European Commission, Joint Research Centre, European Communities, 2008. Disponible en: [http://ec.europa.eu/dgs/jrc/downloads/jrc\\_biofuels\\_report.pdf](http://ec.europa.eu/dgs/jrc/downloads/jrc_biofuels_report.pdf).
- [Meherwan] Boyce, Meherwan P. "Gas turbine engineering handbook", 3rd ed. Burlington, MA 01803, USA. 2006, Part 1 pp. 11-30.

- [Vera] Antonio G. Vera, “Producción de gas y saneamiento de efluentes”, Centro de ingeniería Sanitaria y Ciencias del Ambiente División de salud y Ambiente, Lima Peru, 1996.
- [Coombs] Coombs J. “The present and future of anaerobic digestion”. En: *Anaerobic Digestión: A Waste Treatment Technology*. Wheatley A, editor. Elsevier Science Publishers Ltd, Barking, Essex, 1990.
- [Gustavsson] Gustavsson M. *Biogas Technology*. “Biogas technology-solution in search of its problem—a study of small-scale rural technology introduction and integration”. Ph. Lic. Thesis. Göteborg University, Göteborg, Suecia, 2000.
- [Valero y Lozano 1993] M. A: Lozano, A. Valero, *Thermoeconomic analysis of gas turbine cogeneration systems, Thermodynamics and the design, Analysis, and Improvement of Energy Systems*, Editor: H. J. Richter, The American Society of Mechanical Engineers. 1993, AES-Vol. 30, Book No. H00874-1993.
- [Yonh-Ho et al] Yong-Ho Kwon, Ho-Young Kwak, Si-Doek Oh, “Exergoeconomic analysis of gas turbine cogeneration systems, Exergy”, *An International Journal*, 2001, Volume 1, Issue 1, pp. 31-40.
- [Guarinello et al] Flávio Guarinello Jr., Sérgio A.A.G. Cerqueira, Silvia A. Nebra, “Thermoeconomic evaluation of a gas turbine cogeneration system”, *Energy Conversion and Management*, 2000, Volume 41, Issue 11, pp. 1191-1200.
- [Basrawi et al] Mohamad Firdaus Bin Basrawi, Takanobu Yamada, Kimio Nakinishi, Hideaki Katsumata, “Analysis of the performances of biogas-fuelled micro gas turbine cogeneration systems (MGT-CGSs) in middle- and small-scale sewage treatment plants: Comparison of performances and optimization of MGTs with various electrical power outputs”, *Energy*, 2012, Volume 38, Issue 1, pp. 291-304.
- [Shahnaz et al] Shahnaz Amiri, Dag Henning, Björn G. Karlsson, “Simulation and introduction of a CHP plant in a Swedish biogas system, *Renewable Energy*”, 2013, Volume 49, pp. 242-249.

- [Rehman] A. Rehman, Deepak R. Phalke, Rajesh Pandey, "Alternative fuel for gas turbine: Esterified jatropha oil–diésel blend" , *Renewable Energy*, 2011, Volume 36, Issue 10, pp. 2635-2640.
- [Biogasrechner] <http://daten.ktbl.de/biogás/navigation.do?selectedAction=Startseite#start> Biogasrechner. Online verfügbar unter. Consultado 03/07/2012.
- [Vavlin et al] Vavilin, V.A., Fernández, B., Palatsi, J., Flotats, X. "Hydrolysis kinetics in anaerobic degradation of particulate organic material: An overview". *Waste Management*, 2008, issue 28, pp. 939-951.
- [Díaz et al] Díaz, E.E., Stams, A.J.M., Amils, R., Sanz, J.L, "Phenotypic properties and microbial diversity of methanogenic granules from a full-scale upflow anaerobic sludge bed reactor treating brewery wastewater", *Applied and Environmental Microbiology*, 2006, issue 72, pp. 4942-4949.
- [CIATEC] CIATEC, "Manual de Cuantificación del Potencial Energético en las Curtidurías del Perú", Centro de Innovación Aplicada en Tecnologías Competitivas, Organización de los Estados Americanos, 2006.
- [J. Moran] Michael J. Moran, Howard N. Shapiro, "Fundamentals of Engineering Thermodynamics", 4th ed, Hoboken (NJ), USA, 2004, ch. 9, pp. 445-448.
- [Lozano y Valero 1986] M. A. Lozano, A. Valero, Determinación de la Exergía para Sustancias de Interés Industrial, Depto. de termodinámica y Fisicoquímica. ETSII. Universidad de Zaragoza, España, 1986.
- [Marín y Turégano] Marín, J. M., Turégano, J. A. Contribution to the Calculation of Chemical Exergy in Industrial Processes (Electrolyte Solutions). 1985, *Energy*, Vol. 11, pp. 231-236.
- [Gaggioli y Petit] Gaggioli R. A., Petit P. J., "Second Law Analysis for pinpointing the true inefficiencies in fuel conversion systems", *Division of Fuel Chemistry*, 1976 A.C.S, Vol. 21 nº 2.
- [Henley y Rosen] Henley E. J., Rosen E. M., "Cálculo de balances de materia y energía", Reverté, S.A., Barcelona, 1973.

- [Lozano 1987] Lozano M.A., "Metodología para el análisis exergetico de calderas de vapor en centrales térmicas". Tesis Doctoral. Universidad de Zaragoza, 1987.
- [Valero et al] Valero A., Lozano M.A., Muñoz M. "A general theory of exergy saving. Part I: On the exergetic cost. Part II: On the thermoeconomic cost. Part III: Energy saving and thermoeconomics. Computed-Aided engineering and energy systems". 1986, AES. Vol. 2-3. (ASME Book H0341C). pp. 1-22.
- [Lozano y Valero 1993] M.A. Lozano, Valero. A. "Theory of the exergetic cost". Energy, 1993, Vol 18. No.9 pp. 939-960.
- [Deublein et al] Dieter Deublein, Angelika Steinhauser, "Biogas from Waste and Renewable Resources, An Introduccion, John Wiley & Sons. Copyright, 2008, ch. 4 pp. 358-360.
- [Poling et al] Bruce E. Poling, John M. Prausnitz, John P. O'Connell, "Properties of Gases and Liquids, 5th ed, The McGraw-Hill Companies, Inc. All rights reserved. Manufactured in the United States of America, 2001.
- [Incropera et al] Frank P. Incropera, Theodore L. Bergman, Adriane S. Lavine, David P. Dewit, "Introduction to Heat Transfer", 6th ed, Copyright © 2011, 2007, 2002 by John Wiley & Sons, Inc. All rights reserved, 2011.
- [Verhoff y Banchemo] Verhoff, F.H, Banchemo, J., "Predicting dewpoints of flue gases", J Chem. Eng. Prog, 70, 1974, pp 71-72.
- [Derek] Derek D Stuart, "ACID DEWPOINT TEMPERATURE MEASUREMENT AND ITS USE IN ESTIMATING SULFUR TRIOXIDE CONCENTRATION", © Copyright 2010, International Society of Automation. All rights reserved. ISA 55th Analysis Division Symposium, 2010,
- [G. Tsatsaronis et al] A. Valero, G. Tsatsaronis, C. Frangopoulos y M. Von Spakovsky, "CGAM PROBLEM: DEFINITION AND CONVENTIONAL SOLUTION", Energy, 1994, vol. 19, n<sup>o</sup> 3, pp. 279-286.

- [A. Bejan et al] A. Bejan, G. Tsatsaronis y M. J. Moran, Thermal design and optimization, New York: John Wiley and Sons, 1996, ch. 3, pp. 100-104.
- [H. M. Erwin] Erwin H.M. Dirkse, "BIOGAS DESULPHURISATION USING THE DMT MULTIPLE STAGE SULFUREX® PROCESS", DMT Environmental Technology, puede ser encontrado en: [http://www.dirkse-milieutechniek.com/dmt/do/download/\\_/true/208374](http://www.dirkse-milieutechniek.com/dmt/do/download/_/true/208374)
- [H. Sayyaadi] H. Sayyaadi, "Multi-objective approach in thermoenviromomic optimization of a benchmark cogeneration system", Applied Energy, 2009, nº 86, pp. 867-879.
- [C. Torres] C. Torres. "Exergoeconomía simbólica. Metodología para el análisis termoeconómico de los sistemas energéticos". Tesis Doctoral. Universidad de Zaragoza, España. Noviembre de 1991.
- [L. M. Serra] L. M. Serra. "Optimización exergoeconómica de sistemas térmicos". Tesis Doctoral Presentada en la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales de la Universidad de Zaragoza, España. Noviembre de 1994.
- [Frangopoulus 1993] C. A. Frangopoulus. "Thermoeconomic Functional Approach: A method for optimal design or improvement of complex thermal systems", Phd Thesis, Georgia Institute of Technology, 1993.
- [Frangopoulus 1994] C. A. Frangopoulus. "Application of the thermoeconomic functional Approach to the CGAM problem". Energy, Elsevier Science 1994, Vol. 19, No. 3, pp 323-342.
- [Lozano 1994] M. A. Lozano, J. L. Bartolome, A. Valero, M Reini. "Thermoeconomic diagnosis of energy systems". Proceeding of the third Florence World energy research symposium, Florence; July 1994.
- [P. Lako et al] Paul Lako, Giancarlo Tosato, Giorgio Simbolotti, "Combined Heat and Power, Energy Tecnology Systems Analysis Program", © IEA ETSAP, Technology Brief E04, May 2010 [www.etsap.org](http://www.etsap.org)
- [Joan C. Bruno et al] , Victor Ortega Lopez, Alberto Coronas, "Integration of absorption cooling systems into micro gas turbine trigeneration systems using

biogas: Case study of a sewage treatment plant”, Applied Energy, 2009, Volume 86, Issue 1, pp. 837-847.

[M. Moya et al]

M. Moya, J. C. Bruno, P. Eguia, E. Torres, “A. Corona, Performance analysis of a trigeneration system based on a micro gas turbine and an air-cooled, indirect fired, ammonia-water absorption chiller”, Applied Energy, 2011, Volume 88, Issue 1, pp. 4424-4440.



# Apéndice A

## Datos de turbina

A continuación se muestran los datos de una turbina de gas regenerativo con opción para cogeneración

## CR800 800kW Power Package Renewable Fuels



World's largest air-bearing turbine system produces 800kW of clean, green, and reliable power.

- High electrical efficiency over a very wide operating range
- Low-maintenance air bearings require no lube oil or coolant
- Ultra-low emissions
- High availability – part load redundancy
- Proven technology with tens of millions of operating hours
- Integrated utility synchronization and protection with a modular design
- 5 and 9 year Factory Protection Plans available
- Upgradable to 1MW with field installed Capstone 200kW power module
- Remote monitoring and diagnostic capabilities



CR800 Power Package

### Electrical Performance<sup>(1)</sup>

Electrical Power Output	800kW
Voltage	400–480 VAC
Electrical Service	3-Phase, 4 wire
Frequency	50/60 Hz, grid connect operation
Maximum Output Current	1,160A RMS @ 400V, grid connect operation 960A RMS @ 480V, grid connect operation
Electrical Efficiency LHV	33%

### Fuel/Engine Characteristics<sup>(1)</sup>

Landfill Gas HHV	13.0–22.3 MJ/m <sup>3</sup> (350–600 BTU/scf)
Digester Gas HHV	20.5–32.6 MJ/m <sup>3</sup> (550–875 BTU/scf)
Inlet Pressure	517–552 kPa gauge (75–80 psig)
Fuel Flow HHV	9,600 MJ/hr (9,120,000 BTU/hr)
Net Heat Rate LHV	10.9 MJ/kWh (10,300 BTU/kWh)
H <sub>2</sub> S Content	< 5,000 ppm

### Exhaust Characteristics<sup>(1)</sup>

NO <sub>x</sub> Emissions @ 15% O <sub>2</sub> <sup>(2)</sup>	< 9 ppmvd (18 mg/m <sup>3</sup> )
NO <sub>x</sub> / Electrical Output <sup>(2)</sup>	0.14 g/bhp-hr (0.4 lb/MWhe)
Exhaust Gas Flow	5.3 kg/s (11.7 lbm/s)
Exhaust Gas Temperature	280°C (535°F)
Exhaust Energy	5,680 MJ/hr (5,400,000 BTU/hr)

*Reliable power when and where you need it. Clean and simple.*