

Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico

Subdirección Académica

Departamento de Ingeniería Mecánica

TESIS DE MAESTRÍA EN CIENCIAS

**Diseño Térmico de un Sistema Híbrido de Concentración Solar de
Pequeña Potencia**

presentado por
Ing. Hermenegildo Sántiz Gómez

como requisito para la obtención del grado de
Maestro en Ciencias en Ingeniería Mecánica

Directora de tesis
Dra. Sara Lilia Moya Acosta

Codirectora de tesis
Dra. María Guadalupe López López

SEP

SECRETARÍA DE
EDUCACIÓN PÚBLICA



TECNOLÓGICO NACIONAL DE MÉXICO
Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico

Cuernavaca, mor., 12/enero/2018

OFICIO No. DIM/0052018
Asunto: Aceptación de documento de tesis

C. DR. GERARDO VICENTE GUERRERO RAMÍREZ
SUBDIRECTOR ACADÉMICO
PRESENTE

Por este conducto, los integrantes de Comité Tutorial del C. Hermenegildo Sántiz Gómez, con número de control M15CE071, de la Maestría en Ciencias en Ingeniería Mecánica, le informamos que hemos revisado el trabajo de tesis profesional titulado "Diseño térmico de un sistema híbrido de concentración solar de pequeña potencia". Hemos encontrado que se han realizado todas las correcciones y observaciones que se le indicaron, por lo que hemos acordado aceptar el documento de tesis y le solicitamos la autorización de impresión definitiva.

DIRECTOR DE TESIS

DRA. SARA LILIA MOYA ACOSTA
Doctora en Ing. Mecánica (Teórica y Aplicada)
2067214

REVISOR 1

DR. EFRAÍN SIMÁ MOO
Doctor en Ciencias en Ingeniería Mecánica
6601954

REVISOR 2

DR. JOSÉ JASSÓN FLORES PRIETO
Doctor en Ingeniería
4355408

REVISOR 3

DR. ENRIQUE QUINTERO MÁRMOL MÁRQUEZ
Doctor en Ciencias en Ingeniería Química
10259407

SEP

SECRETARÍA DE
EDUCACIÓN PÚBLICA



TECNOLÓGICO NACIONAL DE MÉXICO
Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico

Cuernavaca, Mor. 18 de enero de 2018
OFICIO No. SAC/063/2018

Asunto: Autorización de impresión de tesis

**ING. HERMENEGILDO SÁNTIZ GÓMEZ
CANDIDATO AL GRADO DE MAESTRO EN CIENCIAS
EN INGENIERÍA MECÁNICA
P R E S E N T E**

Por este conducto, tengo el agrado de comunicarle que el Comité Tutorial asignado a su trabajo de tesis titulado **“Diseño térmico de un sistema híbrido de concentración solar de pequeña potencia”**, ha informado a esta Subdirección Académica, que están de acuerdo con el trabajo presentado. Por lo anterior, se le autoriza a que proceda con la impresión definitiva de su trabajo de tesis.

Esperando que el logro del mismo sea acorde con sus aspiraciones profesionales, reciba un cordial saludo.

ATENTAMENTE

“CONOCIMIENTO Y TECNOLOGIA AL SERVICIO DE MEXICO”

**DR. GERARDO VICENTE GUERRERO RAMÍREZ
SUBDIRECTOR ACADÉMICO**



SEP TecNM
CENTRO NACIONAL
DE INVESTIGACIÓN
Y DESARROLLO
TECNOLÓGICO
SUBDIRECCIÓN
ACADÉMICA

C.p. M.T.I. María Elena Gómez Torres- Jefa del Departamento de Servicios Escolares.
Expediente

GVGR/mcr

Dedicatorias

A mis padres Cirilo Sántiz y Micaela Gómez por su incesante apoyo en cada momento de mi vida. Ellos nunca me prohibieron nada, pero me educaron como para que yo sepa cuáles son mis límites.

A mis hermanos por brindarme cariño y apoyo en todo momento.

Agradecimientos

A mi directora de tesis Dra. Sara L. Moya Acosta por permitirme desarrollar el tema de tesis bajo su dirección, sus conocimientos y su constante dedicación para que este trabajo fuera posible.

A mi Co-Directora Dra. Ma. Guadalupe López López por su apoyo y orientación para el desarrollo de mi tesis.

A mi comité revisor: Dr. Enrique Quintero Mármol, Dr. J. Jasson Flores Prieto y Dr. Efraín Simá Moo por su tiempo y muy valiosa contribución para mi proyecto de investigación.

A mis profesores dentro del aula: Dra. Sara L. Moya Acosta, Dr. Jesús P. Xamán Villa Señor, Dr. J. Jassón Flores Prieto, Dr. Efraín Simá Moo y Dra. Yvonne Chavez Chena por los conocimientos compartidos que sin duda contribuyeron en el desarrollo de mi tesis.

A mis amigos y compañeros de CENIDET: Javier, Rogelio, Edgar, Francisco, Olivia, Ramiro, Roger, Antonio, Luis, Joel y Karen por su amistad y por incontables momentos de apoyo.

Al Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico (CENIDET) por abrirme las puertas y permitir continuar con mis estudios.

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT) por el apoyo económico durante el desarrollo de la presente tesis.

A la red de Energía Solar Térmica de Concentración para Iberoamérica (ESTCI) por la oportunidad de desarrollar este proyecto.

Índice

| | Pág. |
|--|-----------|
| Lista de figuras..... | V |
| Lista de tablas..... | VIII |
| Nomenclatura..... | X |
| Resumen..... | XIII |
| Abstract..... | XIV |
| CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN..... | 1 |
| 1.1. Panorama de la producción de energía eléctrica en el mundo | 2 |
| 1.1.1. Producción de energía eléctrica en México | 2 |
| 1.1.2. Disponibilidad de energía eléctrica | 3 |
| 1.1.3. Contaminación del medio ambiente y cambio climático..... | 4 |
| 1.2. Fuentes de energías renovables..... | 5 |
| 1.2.1. Centrales Eléctricas Termosolares | 6 |
| 1.2.2. Generación de biogás..... | 10 |
| 1.3. Sistemas híbridos solares | 13 |
| 1.4. Conclusiones de revisión de la literatura..... | 15 |
| 1.4.1. Planteamiento del problema | 16 |
| 1.5. Objetivos | 16 |
| 1.5.1. Objetivos específicos | 16 |
| 1.6. Alcances | 17 |
| CAPÍTULO 2. CAPTADOR SOLAR CILINDRO PARABÓLICO (CCP) | 18 |
| 2.1. Concentración solar mediante CCP | 19 |
| 2.2. Elementos principales de un CCP..... | 19 |
| 2.2.1. Reflector cilindro parabólico..... | 19 |
| 2.2.2. El tubo receptor | 20 |
| 2.2.3. Sistema de seguimiento solar | 20 |
| 2.2.4. Estructura metálica | 22 |
| 2.4. Pérdidas en un CCP | 23 |
| 2.4.2. Pérdidas geométricas | 23 |
| 2.4.3. Pérdidas térmicas | 24 |
| 2.5. Rendimiento global de un CCP | 25 |
| 2.6. Generación directa de vapor (GDV) con CCP | 27 |
| 2.6.1. Patrones de flujo agua/vapor | 28 |
| 2.6.2. Modelos matemáticos del flujo bifásico..... | 29 |
| 2.6.3. Ecuación de conservación de masa | 30 |
| 2.6.4. Ecuación de conservación de cantidad de movimiento (o Momentum) | 30 |
| 2.6.5. Ecuación de conservación de energía | 30 |

| | |
|--|-----------|
| 2.6.3 Técnica numérica de resolución | 31 |
| 2.6.4. Procesos básicos de GDV | 32 |
| 2.6.5. Ciclo termodinámico en las Centrales Eléctricas Termosolares | 33 |
| CAPÍTULO 3. PRODUCCIÓN DE BIOGÁS | 36 |
| 3.1. Biomasa | 37 |
| 3.2. Proceso de obtención de biogás | 37 |
| 3.3. Rendimiento de biogás para diferentes tipos de biomasa..... | 39 |
| 3.3.1. Características del biogás..... | 40 |
| 3.3.2. Acondicionamiento del biogás | 42 |
| 3.4. Biodigestores | 42 |
| 3.4.2. Volumen de los biodigestores | 43 |
| 3.4.3. Tanques de almacenamiento de biogás | 44 |
| 3.5. Aprovechamiento de biogás..... | 44 |
| 3.5.2. Generación de energía eléctrica con biogás..... | 45 |
| 3.5.3. Aprovechamiento de biogás en calderas | 45 |
| 3.6. Análisis de la energía aprovechable en la caldera | 47 |
| CAPÍTULO 4. DISEÑO DEL SISTEMA HÍBRIDO SOLAR-BIOMASA..... | 49 |
| 4.1. Metodología general | 50 |
| 4.2. Selección del escenario | 51 |
| 4.2.1. Selección de localidades con poca disponibilidad de energía eléctrica en México | 51 |
| 4.2.2. Determinación en base al tipo de clima. | 51 |
| 4.2.3. Análisis de radiación solar directa en la localidad seleccionada..... | 53 |
| 4.2.4. Determinación de los parámetros de punto de diseño..... | 54 |
| 4.3. Diseño del Campo Solar | 55 |
| 4.3.1. Componentes principales existentes en el mercado..... | 56 |
| 4.3.2. Determinación de los parámetros de operación en la unidad de potencia | 59 |
| 4.3.3. Análisis del ciclo Rankine completo | 60 |
| 4.3.4. Cálculo del área de captación del campo solar | 62 |
| 4.3.5. Configuración del campo solar | 63 |
| 4.3.6. Análisis de independencia de malla..... | 63 |
| 4.3.7. Análisis del comportamiento termohidráulico..... | 67 |
| 4.3.8. Análisis del CS con diferentes CCP | 75 |
| 4.4. Diseño del biodigestor a carga máxima | 76 |
| 4.4.1. Biomasa para producción de biogás..... | 76 |
| 4.4.2. Propiedades físico-químicas del nopal | 77 |
| 4.4.3. Selección de la caldera..... | 78 |
| 4.4.4. Cantidad de biogás a utilizar..... | 79 |
| 4.5. Acoplamiento con el sistema de biogás | 81 |

| | |
|---|-----|
| 4.5.1. Propuesta de sistema híbrido en serie..... | 81 |
| 4.5.2. Propuesta de sistema híbrido en paralelo..... | 82 |
| CAPÍTULO 5. ANÁLISIS DEL SISTEMA HÍBRIDO | 85 |
| 5.1. Determinación de las horas de operación para cada sistema..... | 86 |
| 5.2. Potencia térmica útil con el campo solar | 87 |
| 5.2.1. Sobredimensionamiento del CS | 88 |
| 5.3. Determinación del tiempo de funcionamiento simultáneo de ambos sistemas | 89 |
| 5.4. Redimensionamiento del biodigestor | 91 |
| 5.5. Efecto de la temperatura del agua a la entrada del campo solar | 93 |
| 5.6. Estimación del tamaño de la población que sería abastecida de energía eléctrica mediante el SH | 96 |
| 5.7. Operación del SH para diferentes escenarios de consumo | 98 |
| 5.7.1. Demanda de energía eléctrica de Cd. Juárez..... | 98 |
| 5.7.2. SH con 50% de capacidad en el sistema de apoyo..... | 101 |
| CAPÍTULO 6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES PARA TRABAJOS FUTUROS..... | 104 |
| 6.1. Conclusiones..... | 105 |
| 6.2. Recomendaciones | 107 |
| Anexos | 108 |
| A1. Power Trough 110..... | 108 |
| A2. Power Trough 250..... | 109 |
| Referencias..... | 110 |

Lista de figuras

| | Pág. |
|---|------|
| Figura 1. 1. Capacidad efectiva instalada de generación de energía eléctrica al 31 de diciembre de 2015 (Fuente CFE, 2015). | 3 |
| Figura 1. 2. Estados con mayor número de viviendas que no cuentan con energía eléctrica (elaboración propia a partir de INEGI, 2015) | 4 |
| Figura 1. 3. Clasificaciones de energías renovables (elaboración propia a partir de Aké, 2015). | 5 |
| Figura 1. 4. Tipos de sistemas de concentración solar utilizados en las CET (Alvarez, 2008). | 6 |
| Figura 2. 1. Partes que conforman un CCP. (Fuente: Solar Millennium AG, 2010). | 19 |
| Figura 2. 2. Tubo receptor de un CCP (Fuente: Zarza, 2003). | 20 |
| Figura 2. 3. Seguimiento solar del CCP en un eje. a) Orientación Norte-Sur, b) Orientación Este-Oeste. (Fuente: Lentz, 2005; Zarza, 2003). | 21 |
| Figura 2. 4. Área a captación de un CCP (Fuente Zarza, 2003). | 22 |
| Figura 2. 5. Pérdidas térmicas en el tubo receptor (Fuente Lentz, 2005; Zarza, 2003). | 24 |
| Figura 2. 6. Patrones de flujo que se presentan en el tubo absorbedor de un CCP (Fuente: Bonilla et al., 2013; Zarza, 2003). | 28 |
| Figura 2. 7. Patrones de flujo bifásico en una tubería horizontal. (Bonilla et al., 2013; Zarza, 2003). | 29 |
| Figura 2. 8. Proceso en un solo paso para la GDV con CCP. (Fuente: Zarza, 2003). | 32 |
| Figura 2. 9. Proceso de inyección para la GDV con CCP. (Fuente: Zarza, 2003). | 33 |
| Figura 2. 10. Proceso de recirculación para la GDV con CCP. (Fuente: Zarza, 2003). | 33 |
| Figura 2. 11. Diagrama T-s del ciclo Rankine..... | 34 |
| Figura 2. 12. Diagrama T-s del ciclo Rankine con recalentamiento. | 35 |
| Figura 3. 1. Fase de la digestión anaeróbica para la obtención de biogás (elaboración propia a partir de Weber et al., 2012). | 38 |
| Figura 3. 2. Producción de biogás a diferentes temperaturas (Moncayo, 2013). .. | 39 |
| Figura 3. 3. Valores de CH ₄ , CO ₂ y O ₂ en la producción de biogás con biomasa de maíz híbrido (Oslaj et al., 2010). | 40 |
| Figura 3. 4. Biodoigester: a) régimen de batch, b) semicontinuo y c) continuo y CSTR (elaboración propia a partir de Moncayo, 2013). | 43 |

| | |
|---|----|
| Figura 3. 5. Esquema para el diseño del biodigestor (elaboración propia a partir de Moncayo, 2013)..... | 43 |
| Figura 3. 6. Clasificación de las calderas (elaboración propia a partir de Uceda, 2012)..... | 47 |
| Figura 4. 1. Diagrama de flujo para el diseño del SH. | 50 |
| Figura 4. 2. Tipos de climas en México (recuperado de Climatología, Mapa digital de México; INEGI). | 52 |
| Figura 4. 3. Radiación solar directa en México (SolarGis, 2014)..... | 53 |
| Figura 4. 4. Coseno del ángulo de incidencia (θ) para Cd. Juárez, Chihuahua, evaluada el día 25 de mayo con orientación E-O y N-S. | 54 |
| Figura 4. 5. CPC Absolicon T160 (Absolicon solar concentrator AB, 2016)..... | 56 |
| Figura 4. 6. Modificador de Ángulo de Incidencia del CCP Absolicon T160 (elaboración propia a partir de Absolicon T160)..... | 57 |
| Figura 4. 7. a) Módulo de microturbina de vapor y generador eléctrico, b) Turbina de vapor para el módulo S2E 50-250..... | 58 |
| Figura 4. 8. a) Esquema del ciclo Rankine con CCP, b) Diagrama T-s del ciclo Rankine con CCP..... | 59 |
| Figura 4. 9. Curvas de operación en la turbina (Grupo NOVA ENERGÍA). | 59 |
| Figura 4. 10. Diagrama temperatura-entropía (T-s) del ciclo Rankine con CCP. ... | 61 |
| Figura 4. 11. Configuración del campo solar. | 63 |
| Figura 4. 12. Una fila de CCP con las condiciones de operación..... | 64 |
| Figura 4. 13. a) Perfiles longitudinales de temperatura para cada malla, b) Acercamiento en el tramo de 10 a 20 m. y c) Acercamiento en el tramo de 110 a 120 m. | 65 |
| Figura 4. 14. a) Perfiles longitudinales de presión para cada malla, b) Acercamiento en el tramo de 0 a 10 m. | 66 |
| Figura 4. 15. a) Perfil longitudinal de calidad de vapor para cada malla, b) Acercamiento en la longitud de 20 a 30 m. | 67 |
| Figura 4. 16. Distribución del área-DNI en el tubo absorbedor..... | 68 |
| Figura 4. 17. a) Rayos sobre el CCP (elaborado con SolTRACE) y b) Estructuras de calor en la sección transversal del tubo absorbedor. | 69 |
| Figura 4. 18. Perfiles longitudinales de temperatura y calidad del agua/vapor en cada fila del CS..... | 70 |
| Figura 4. 19. Perfil longitudinal de temperatura y calidad del agua en cada fila del CS. | 71 |
| Figura 4. 20. Patrones de flujo presentes en cada fila del CS..... | 72 |
| Figura 4. 21. Diferencias de temperatura de las estructuras de calor 1 y 4. | 73 |

| | |
|--|-----|
| Figura 4. 22. Distribución de la temperatura a) con FCU y b) con FCNU..... | 74 |
| Figura 4. 23. Coeficientes de transferencia de calor convectivos para el FCNU con las 6 estructuras de calor y FCU. | 74 |
| Figura 4. 24. Caldera Vitomax 100-HS M33A (VIESSMMAN, 2013)..... | 78 |
| Figura 4. 25. Esquema del ciclo Rankine con caldera para el aprovechamiento del biogás..... | 79 |
| Figura 4. 26. Sistema híbrido en serie..... | 82 |
| Figura 4. 27. Sistema híbrido en paralelo..... | 83 |
| Figura 5. 1. Radiación solar global, directa y difusa para Cd. Juárez, Chihuahua, para el 25 de mayo. (TMY2, TRNSYS). | 86 |
| Figura 5. 2. DNI, Q solar y Q útil en las horas de operación del CS..... | 88 |
| Figura 5. 3. Energía térmica útil para cada sistema. | 90 |
| Figura 5. 4. Producción, consumo y almacenamiento del biogás para el SH propuesto. | 91 |
| Figura 5. 5. Esquema de sistema híbrido completo con los sistemas que lo conforman. | 92 |
| Figura 5. 6. Configuración del campo solar con temperatura del agua a la entrada de 40°C. | 94 |
| Figura 5. 7. Perfil longitudinal de temperatura y calidad con 100 y 40°C del agua a la entrada del campo solar. | 95 |
| Figura 5. 8. Perfil longitudinal de presión en el tubo absorbedor con temperatura del agua a la entrada del campo solar de 100 y 40 kPa. | 95 |
| Figura 5. 9. Demanda de energía eléctrica (en porcentaje) de Cd. Juárez del día 25/05/2016. (Elaboración propia a partir de los datos del Centro Nacional de Control de Energía.) | 98 |
| Figura 5. 10. Energía térmica útil para cada sistema con la demanda de energía eléctrica en Cd. Juárez..... | 100 |
| Figura 5. 11. Producción, consumo y almacenamiento del biogás a lo largo del día con la demanda de energía eléctrica de Cd. Juárez. | 100 |
| Figura A. 1. a) Power Trough 110 y b) Eficiencia del CCP Power Trough 110 (obtenido de Inventive Power)..... | 108 |
| Figura A. 2. a) Power Trough 250 y b) Eficiencia del CCP Power Trough 250 (obtenido de Inventive Power)..... | 109 |

Lista de tablas

| | Pág. |
|---|------|
| Tabla 3. 1. Contenido de MS, MV, biogás y metano de diferentes tipos de biomasa (Fuente Moncayo, 2013; Weber et al, 2012). | 40 |
| Tabla 3. 2. Composición del biogás. | 41 |
| Tabla 3. 3. Características del biogás comparado con diferentes combustibles (Weber et al., 2012)..... | 41 |
| Tabla 3. 4. Características de biogás y comparación con el gas natural (Weber et al., 2012). | 46 |
| Tabla 4. 1 Entidades con mayor número de viviendas que no disponen de energía eléctrica (Fuente: INEGI (2015))..... | 51 |
| Tabla 4. 2. Municipios de Chihuahua con mayor número de viviendas que no disponen de energía eléctrica (Fuente INEGI, 2015). | 52 |
| Tabla 4. 3. Parámetros del escenario seleccionado comparado con Almería, España. (Parámetros obtenidos Surface meteorology and Solar Energy (SSE, por sus siglas en inglés); Rovira et al., 2016). | 55 |
| Tabla 4. 4. Características del CCP Absolicon T160 (Absolicon solar concentrator AB, 2016). | 56 |
| Tabla 4. 5. Rendimiento solar del CCP Absolicon T160 (Absolicon solar concentrator AB, 2016). | 57 |
| Tabla 4. 6. Parámetros de operación de la turbina S2E 50-250 (Tabla modificada de Grupo NOVA ENERGÍA). | 58 |
| Tabla 4. 7. Parámetros de operación para cada punto del ciclo Rankine. | 61 |
| Tabla 4. 8. Diferentes tipos de malla a analizar en la fila de CCP. | 64 |
| Tabla 4. 9. Análisis de independencia de malla considerando temperatura. | 64 |
| Tabla 4. 10. Análisis de independencia de malla considerando presión. | 66 |
| Tabla 4. 11. Análisis de independencia de malla considerando calidad. | 66 |
| Tabla 4. 12. Estructuras de calor para el tubo absorbedor del CCP Absolicon T160. | 68 |
| Tabla 4. 13. Análisis del CS con diferentes tipos de CCP. | 75 |
| Tabla 4. 14. Características fisicoquímicas de diferentes especies de nopal. | 77 |
| Tabla 4. 15. Características de la caldera Vitomax 100-HS M33A (Tabla modificada a partir de VIESSMMAN 2013). | 78 |
| Tabla 4. 16. Ventajas y desventajas de un SH solar biomasa en serie y paralelo. | 84 |
| Tabla 5. 1. Parámetros de operación de los CCP y la turbina. | 87 |
| Tabla 5. 2. Potencia térmica útil del captador a diferentes valores de DNI. | 87 |
| Tabla 5. 3. Energía útil producida por cada sistema. | 89 |

| | |
|---|-----|
| Tabla 5. 4. Características del SH en diferentes modos de operación..... | 92 |
| Tabla 5. 5. Efecto de la temperatura de entrada del agua sobre el dimensionamiento del CS. | 93 |
| Tabla 5. 6. Comparación de los casos 1 y 2..... | 93 |
| Tabla 5. 7. Dispositivos y electrodomésticos en una vivienda en condiciones de aislamiento (Modificado de FSUE y SENER, 2016). | 96 |
| Tabla 5. 8. Dispositivos que podrían alimentar un centro educativo (Modificado de FSUE y SENER, 2016). | 97 |
| Tabla 5. 9. Dispositivos que podrían alimentar un centro de salud (Modificado de FSUE y SENER, 2016). | 97 |
| Tabla 5. 10. Demanda de energía útil y energía útil producida en cada sistema. . | 99 |
| Tabla 5. 11. Energía útil producida por cada sistema. | 101 |
| Tabla A. 1. Características del CCP Power Trough 110 (obtenido de Inventive Power)..... | 108 |
| Tabla A. 2. Características del CCP Power Trough 250 (obtenido de Inventive Power)..... | 109 |

Nomenclatura.

Simbología.

| Símbolo | Descripción | Unidades |
|----------------------|--|-----------------------------|
| A | Área | m^2 |
| a_1 | Coefficiente de pérdida de calor | $W/m^2 \text{ } ^\circ C$ |
| a_2 | Segundo coeficiente de pérdida de calor | $W/m^2 \text{ } ^\circ C^2$ |
| BM | Biomasa | kg MV |
| C_g | concentración geométrica | Adimensional |
| COV | Carga orgánica Volumétrica | kg/m^3 biodigestor |
| D | Porcentaje de dilución para la biomasa | % |
| d_o | Diámetro exterior del tubo absorbedor metálico | m |
| e_k | Energía interna específica | J/kg |
| G, I_d | Irradiación solar directa | W/m^2 |
| g_k | Fuerza de gravedad | m/s^2 |
| h | Entalpía | kJ/kg |
| h_1, h_2, h_3, h_4 | Entalpias para los cuatro procesos del ciclo Rankine | kJ/kg |
| J | Flujo a través de la frontera del volumen de control | |
| $K(\theta)$ | Modificador de Ángulo de Incidencia | Adimensional |
| l | Longitud del concentrador cilindro parabólico | m |
| l_a | Ancho del concentrador cilindro parabólico | m |
| l_{CS} | Longitud del campo solar | m |
| \dot{m} | Flujo másico del fluido de trabajo | kg/s |
| MS | Masa Seca | kg |
| MV | Masa volátil | kg |
| n | Día del año | Adimensional |
| P, P_k | Presión, Presión para cada fase | kPa |
| PCI | Poder Calorífico Inferior | J/Nm^3 |
| Q | Flujo de calor | J/kg |
| \dot{Q} | Potencia absorbida o liberada | W |
| QL | Pérdidas térmicas globales | W |
| q_k'' | Flux de calor para cada fase | W/m^2 |
| q_k''' | Generación interna volumétrica para cada fase | |
| T | Temperatura | $^\circ C$ |
| TRH | Tiempo de Retención Hidráulica | días |
| \underline{U} | Vector velocidad | m/s |
| UL_{abs} | Coefficiente global de pérdidas térmicas | $W/m^2 \cdot ^\circ K$ |
| V | Volumen | m^3 |
| \dot{v} | flujo volumétrico | m^3/d |
| \dot{W} | Potencia | W |

Simbología griega

| Símbolo | Descripción | Unidades |
|--------------------|---|-------------------|
| α | Absortividad | Adimensional |
| γ | Factor de intercepción | Adimensional |
| δ | Declinación | ° (Grados) |
| η | Rendimiento | Adimensional |
| η_0 | Rendimiento de cero pérdidas en el captador | Adimensional |
| θ | Ángulo de incidencia | ° (Grados) |
| θ_z | Ángulo zenit | ° (Grados) |
| ρ | Reflectividad | Adimensional, |
| | | kg/m ³ |
| $\rho_{biogás}$ | Densidad del biogás | kg/m ³ |
| ρ_k | Densidad para cada fase | kg/m ³ |
| τ | Transmisividad | Adimensional |
| $\bar{\tau}_k$ | Tensor de esfuerzos | N/m |
| φ_k | Propiedad conservativa para cada fase | |
| $\underline{\phi}$ | Fuente de fase por unidad de masa | |
| ϕ | Latitud, localización angular norte o sur del ecuador | ° (Grados) |
| ω | Ángulo horario | ° (Grados) |

Subíndices

| Símbolo | Descripción |
|----------------|--|
| a | Ambiente |
| $abs, cond$ | Conducción-convección entre el tubo metálico y la cubierta de vidrio |
| $- conv$ | |
| abs, rad | Radiación entre el tubo metálico y la cubierta de vidrio |
| $amb, conv$ | Convección desde la cubierta de vidrio al ambiente |
| amb, rad | Radiación desde la cubierta de vidrio hacia el ambiente |
| $Afluente$ | Afluente |
| $agua$ | Agua |
| B | Potencia de la bomba |
| $biomasa$ | Flujo volumétrico de biomasa |
| $biogás$ | Cantidad de biogás |
| BD | Biodigestor |
| BM | Biomasa |
| c | Área de captación |
| $caldera$ | Caldera |
| $condensador$ | Condensador |
| $comb$ | Energía liberada del combustible |
| $cosecha$ | Área de cosecha de nopal |
| e | Entrada |
| $e, neta$ | Potencia eléctrica neta |
| e, gen | Potencia eléctrica generada |

| | |
|--------------------|--|
| <i>ff</i> | Fluido en líquido saturado |
| <i>fe</i> | Fluido a la entrada |
| <i>fs</i> | Fluido a la salida |
| <i>fsat</i> | Fluido saturado |
| <i>g, captador</i> | Global, del CCP |
| <i>m, abs</i> | media del tubo absorbedor |
| <i>mf</i> | media de fluido |
| <i>MV</i> | Términos de MV |
| <i>MS</i> | Términos de MS |
| <i>opt, 0°</i> | Rendimiento óptico con ángulo de incidencia de 0° |
| <i>s</i> | Salida |
| <i>solar</i> | Potencia radiante sobre la apertura del captador solar |
| <i>T</i> | Total |
| <i>t, captador</i> | Rendimiento térmico del CCP |
| <i>t, ciclo</i> | Rendimiento térmico del ciclo |
| <i>t, SH</i> | Rendimiento térmico del SH |
| <i>G, ciclo</i> | Rendimiento global del ciclo |
| <i>G, SH</i> | Rendimiento global del SH |
| <i>turb</i> | Potencia de la turbina |
| <i>u, captador</i> | Potencia térmica útil suministrada por el captador |
| <i>u, caldera</i> | Potencia útil (energía aprovechada) |

Acrónimos

| Siglas | Descripción |
|---------------|---|
| IAM | Modificador del Ángulo de Incidencia (Incidence Angle Modifier) |
| CCP | Captador(es) Cilindro Parabólico(s) |
| CET | Central(es) Eléctrica(s) Termosolar(es) |
| CS | Campo Solar |
| DNI | Irradiación Directa Normal (Direct Normal Irradiance) |
| FCNU | Flujo de Calor No Uniforme |
| FCU | Flujo de Calor Uniforme |
| GDV | Generación Directa de Vapor |
| GEI | Gases de Efecto Invernadero |
| HTF | Fluido calorífero (Heat Transfer Fluid) |
| LCR | Proporción de Concentración Local (Local Concentrate Ratio) |
| PSA | Plataforma Solar de Almería |
| SD | Sobredimensionamiento |
| SH | Sistema(s) Híbrido(s) |
| TRH | Tiempo de Retención Hidráulica |
| VC | Volumen(es) de Control |

Resumen

En este trabajo de tesis se presenta el desarrollo de un diseño básico de sistema híbrido solar-biomasa de pequeña potencia (100 kW_e), que permita generar energía eléctrica de forma continua en poblaciones rurales. El sistema híbrido propuesto consiste de un campo solar de captadores cilindro parabólicos de generación directa de vapor y de un sistema de producción de biogás a partir de biomasa de nopal. La metodología general para el desarrollo de la tesis consta de cuatro etapas principales que son: 1) Selección del escenario, 2) Diseño del campo solar incorporado a un ciclo Rankine, 3) Diseño de un biodigestor para la producción de biogás y 4) Acoplamiento de ambos sistemas para la generación de energía eléctrica de forma continua, sistema híbrido.

Se eligió el municipio de Juárez, en el Estado de Chihuahua, como un escenario adecuado para la posterior implementación del sistema híbrido ya que tiene un gran número de viviendas sin energía eléctrica. Esta región presenta una elevada radiación solar directa que puede ser aprovechada para generar vapor en el tubo absorbedor de captadores cilindro parabólicos y subsiguientemente generar energía eléctrica alimentando el vapor a un bloque de potencia convencional (ciclo Rankine). Los parámetros de diseño se determinaron en base al día típico de mayor insolación en Cd. Juárez (25 de mayo).

Para la selección del tipo de captador y del bloque de potencia (turbina y generador eléctrico) se consideraron equipos disponibles en el mercado con las características técnicas pertinentes para satisfacer las condiciones de operación en el punto de diseño. Mediante el Software RELAP se diseñó el campo solar y se determinó el comportamiento termohidráulico del flujo bifásico agua vapor en el interior del tubo absorbedor de los captadores. El área de captación del campo solar se calculó de 2124 m² requiriéndose 204 captadores con 1.04 m apertura y 9.965 m de longitud. Se estableció la proporción de energía que puede producir el campo solar a diferentes valores de radiación solar directa.

El dimensionamiento del biodigestor se realizó considerando un proceso de digestión anaeróbica y las características fisicoquímicas del nopal. El sistema de biogás está pensado como un sistema de apoyo en horario nocturno o cuando el campo solar no proporcione la energía térmica requerida a causa de una disminución de la radiación solar directa. Se seleccionó un acople en paralelo del sistema híbrido para que ambos sistemas puedan operar por separado o en forma conjunta. La cantidad de biogás requerida a potencia eléctrica máxima (100 kWh) es de 3108.6 m³biogás/d que implica un volumen de biodigestor de 1880 m³. Este volumen se reduce en un 45% al tomar en cuenta que el consumo nocturno de energía en una población rural disminuye considerablemente.

El sistema híbrido diseñado es capaz de abastecer de energía eléctrica de forma continua a una población rural de 580 casas de bajo consumo (4.12 kWh/d).

Abstract

The main goal of this thesis is to design a small power hybrid solar-biomass system to produce electricity (100 kWe) for rural populations continuously. The proposed hybrid system consists of a solar field of parabolic trough collectors with direct steam generation and a system of biogas from prickly pear biomass. To get it, methodologically the work it has been divided in four parts: 1) Selection the study scenario; 2) the design of the Solar Field incorporated into a Rankine cycle; 3) the design a biodigester to produce biogas, and 4) the coupling both systems for continuous operation.

Juarez City, in the State of Chihuahua, was selected as the suitable scenario to implement the hybrid system, due it has a large number of households without electric power. This region has a high direct normal irradiation that can be used to generate steam in the absorber tube of parabolic trough collector and subsequently generate electric power by feeding the steam to a conventional power block (Rankine cycle). The design point parameters of the solar field were determined for a highest insolation typical day (May 25th).

The power block (turbine and electric generator) and the solar parabolic trough collector were chosen in function of the market availability, with suitable characteristics was considered to satisfy the operating conditions at the design point. Using the RELAP software, the solar field was designed and the thermohydraulic behavior of the two phase flow (water-steam) inside the absorber tube of the collectors was determined. The dimension of the solar field were calculated at 2124 m², which was covered with 204 collectors with 1.04 m aperture and 9,965 m length. The proportion of energy produced by the solar field at different values of direct solar radiation was also determined.

The biodigester was sized considering an anaerobic digestion process and using the physicochemical characteristics of prickly pear. This system was used as a support to produce the useful thermal energy when the solar field is not in operation. A parallel coupling of the hybrid system was selected so that both systems could work separately and together. The amount of biogas required at maximum electrical power (100 kWh) is 3,108.6 m³/day, which required a digester of 1,880 m³. This volume is reduced by 45% when taking into account that nighttime energy consumption in a rural population decreases considerably.

The hybrid system designed is capable of continuously supplying electricity to a rural population of 580 houses with low consumption (4.12 kWh / d).

CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN

En este primer capítulo se presenta un enfoque general de las diferentes tecnologías convencionales para generación de energía eléctrica en el mundo así como de las tecnologías alternativas a partir de energías renovables incluyendo sistemas híbridos.

1.1. Panorama de la producción de energía eléctrica en el mundo

En los últimos años el consumo de energía eléctrica ha venido en aumento ya que está fuertemente asociado con el crecimiento demográfico y con el desarrollo económico. La demanda depende del tipo de población, y para cubrirla se utilizan sistemas de generación de electricidad a base de combustibles fósiles. Esto genera una problemática, ya que al utilizar combustibles fósiles se producen Gases de Efecto Invernadero (GEI) que se liberan al medio ambiente provocando el cambio climático.

Para tener una idea acerca de la producción de energía eléctrica a nivel mundial, se hace una clasificación por regiones con base en la información proporcionada por la Organización para la Cooperación y el Desarrollo Económicos (OECD, por sus siglas en inglés) que está integrada por varios países (entre ellos México), esto para ubicar fácilmente las diferentes regiones con la cantidad de electricidad producida.

De acuerdo con la Agencia Internacional de Energía (IEA, por sus siglas en inglés), en 2015 la generación de energía eléctrica en el mundo en cada región fue de (IEA, 2016):

- África: 784 TWh
- América (excluyendo los integrantes de la OECD): 1,212 TWh
- Asia (excluyendo los integrantes de la OECD y China): 2,762 TWh
- China: 5,898 TWh
- Este medio: 1 047 TWh
- Europa y Eurasia (no OECD): 1,744 TWh
- OECD: 10,920 TWh

1.1.1. Producción de energía eléctrica en México

En México existen diversas tecnologías para la generación de energía eléctrica dentro de las cuales la mayoría utilizan combustibles fósiles. De acuerdo con la Comisión Federal de Electricidad (CFE), al 31 de diciembre de 2015 la capacidad efectiva instalada de generación era de 54,852 MW (CFE, 2015). Por tipo de generación se obtuvieron (Ver Figura 1.1.):

- Hidroeléctrica: 12,027.8 MW
- Vapor (Combustóleo y gas): 11,398.6 MW
- Ciclo combinado: 7,578.3 MW
- Carboeléctrica: 5,378.4 MW
- Turbogas: 2,736.5 MW
- Nucleoeléctrica: 1,510.0 MW
- Geotermoeléctrica: 873.6 MW
- Combustión interna: 303.9 MW
- Eoloeléctrica: 86.3 MW
- Solar fotovoltaica: 6.0 MW

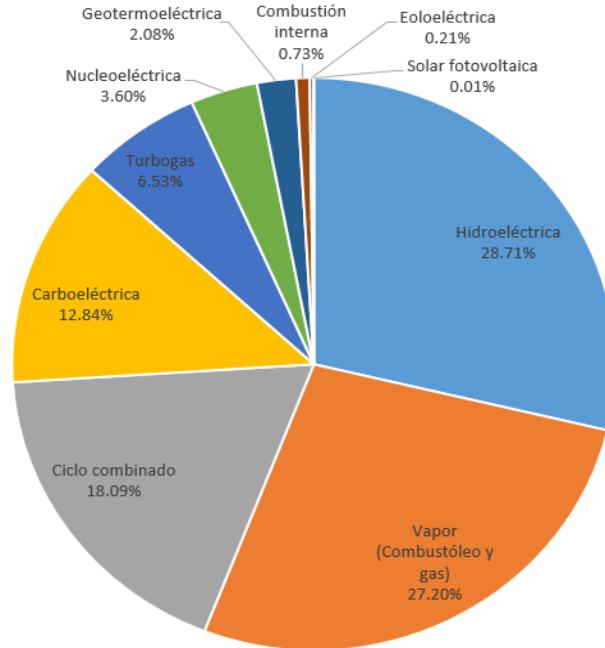


Figura 1. 1. Capacidad efectiva instalada de generación de energía eléctrica al 31 de diciembre de 2015 (Fuente CFE, 2015).

La capacidad de generación de energía eléctrica está constituida por 186 centrales generadoras, incluyendo productores independientes de energía distribuidas a lo largo del país.

En México, el consumo de energía eléctrica en el sector residencial o doméstico equivale a 25% del total nacional. Aun teniendo una gran distribución, existen lugares en la república mexicana donde no se cuenta con energía eléctrica debido a que son lugares remotos con poco acceso, sin comunicación y con otro tipo de problemas.

La cobertura del servicio de energía eléctrica en el país pasó de 98.43% en 2014 a 98.53% en 2015. Esto significa que más de 122 millones de habitantes cuentan con el servicio de energía eléctrica. Al cierre de 2015 el porcentaje de electrificación en poblaciones urbanas fue de 99.53% y en poblaciones rurales de 95.03%.

1.1.2. Disponibilidad de energía eléctrica

Para tener una mejor perspectiva de la disponibilidad de la energía eléctrica en el país, el Instituto Nacional de Estadística y Geografía (INEGI) a través de la encuesta intercensal realizada en 2015, ayuda a conocer las características demográficas y económicas básicas de la población y las viviendas de México, con el fin de poder encontrar regiones de la república que no cuenten con electricidad. En la Figura 1.2. se muestra el número de viviendas que no disponen de energía eléctrica por entidad federativa en México.



Figura 1. 2. Estados con mayor número de viviendas que no cuentan con energía eléctrica (elaboración propia a partir de INEGI, 2015)

Entre los estados con mayor número de viviendas que no cuentan con energía eléctrica se encuentran Oaxaca, Chiapas y Guerrero, además estos estados tienen el mayor índice de rezago social en el país (CONEVAL, 2016).

1.1.3. Contaminación del medio ambiente y cambio climático

La dependencia al uso de combustibles fósiles genera gases contaminantes como el dióxido de carbono (CO_2), que son liberados al medio ambiente alterando su entorno y provocando el cambio climático. El cambio climático puede observarse con diversos fenómenos como cambios en la temperatura, cambios en los patrones de precipitación, incremento del nivel del mar, deshielos, eventos meteorológicos extremos (ciclones, tornados, sequías).

El Instituto Nacional de Ecología y Cambio Climático (INECC) presentó el Inventario Nacional de Emisiones De Gases y Compuestos de Efecto Invernadero (INEGyCEI 2013) donde muestra las emisiones en términos de la composición de las emisiones totales de los GEI, el CO_2 fue el gas de mayor generación (499.7 t, 75.1 %), después del metano (19 %) y óxido nitroso (4.5 %) (SEMARNAT, 2016).

Ante esta problemática, varios países (entre ellos México) consideran el cambio climático como asunto de seguridad nacional, y el plan para mitigar la contaminación incluyen:

- Reducir las emisiones de gases invernadero (Protocolo Kioto).
- Implementar leyes que garanticen el cuidado al medio ambiente.
- Fortalecer acciones de protección y restauración de ecosistemas.
- Incluir energías limpias en el desarrollo energético y económico.

1.2. Fuentes de energías renovables

Las energías renovables son las que se obtienen a base de fuentes naturales, inagotables, pueden regenerarse naturalmente y no liberan emisiones contaminantes. El aprovechamiento de estos recursos requiere diversas tecnologías que hagan posible generar energía y a su vez contribuir con el cuidado al medio ambiente. En la Figura 1.3. se muestra una clasificación de las principales fuentes de energías renovables relacionadas con las diferentes tecnologías que se han desarrollado (Aké, 2015).

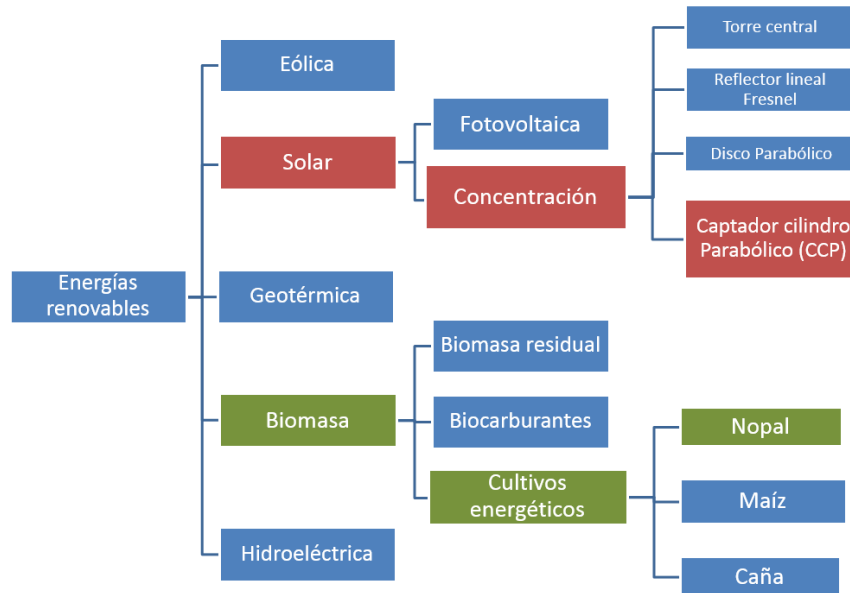


Figura 1. 3. Clasificaciones de energías renovables (elaboración propia a partir de Aké, 2015).

En países como México, se han preocupado sobre el cambio climático y toman como medidas desarrollar la sustentabilidad energética para incluir al medio ambiente como uno de los elementos de competencia al desarrollo económico y social, derivado de la reforma energética que prevé el incremento gradual de la participación de las energías renovables en la industria eléctrica (SENER, 2016).

Reducir la contaminación se logra disminuyendo el uso de sistemas con combustibles fósiles y/o aplicando las energías renovables. Además, si estos sistemas se combinan, pueden tener beneficios para el cuidado al medio ambiente y mayor aprovechamiento de la energía. Actualmente se están desarrollando diversas tecnologías para el aprovechamiento de las energías limpias como son las Centrales Eléctricas Termosolares (CET), los sistemas de biogás y los Sistemas Híbridos (SH).

En este trabajo se plantea el acoplamiento entre un sistema solar con uno de biomasa por lo que a continuación se describen las generalidades y estado del arte de este tipo de sistemas y SH solares.

1.2.1. Centrales Eléctricas Termosolares

Las plantas desarrolladas en años recientes con tecnología solar de concentración son conocidas como CET. Estas centrales implican siempre diseños de sistemas de concentración que tratan de migrar a gran tamaño, en condiciones reales de operación y geometrías que se aproximan a la del concentrador parabólico ideal. Se usan concentradores solares por reflexión para alcanzar las temperaturas requeridas en la operación de los ciclos termodinámicos (Alvarez, 2008). La energía solar aprovechable en este tipo de sistemas es la radiación solar directa. Los tres conceptos de concentración solar más utilizados en las CET son:

- Sistemas de torre o de receptor central: Consisten en un campo de helióstatos que siguen la posición del sol en todo momento (elevación y acimut) y orientan el rayo reflejado hacia el foco colocado en la parte superior de una torre. Los órdenes de concentración son de 200 a 1000 y las potencias unitarias de 10 a 200 MW.
- Captadores Cilindro Parabólicos (CCP): Son concentradores de foco lineal con seguimiento en un solo eje, concentraciones de la radiación de 30 a 80 veces y potencias por campo unitario de 30 a 80 MW.
- Discos parabólicos: Son pequeñas unidades independientes con reflector parabólico habitualmente conectado a un motor Stirling situado en el foco. Los niveles de concentración son superiores (1,000 – 4,000) y las potencias unitarias son de 5 a 25 kW

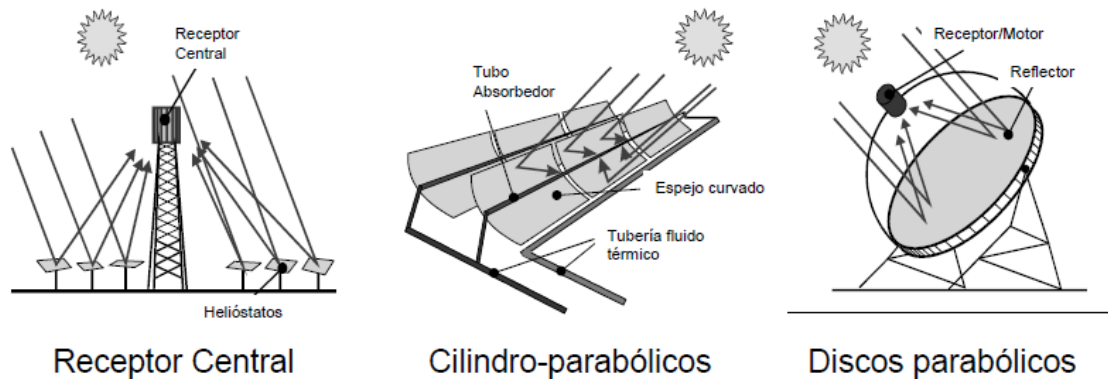


Figura 1. 4. Tipos de sistemas de concentración solar utilizados en las CET (Alvarez, 2008).

De las tres tecnologías, las plantas con CCP son las que cuentan actualmente con una mayor experiencia comercial.

La Plataforma Solar de Almería (PSA) ha sido la pionera en Europa en aplicar los sistemas CET y cuenta con un Campo Solar (CS) compuesto por filas paralelas de CCP conectados en serie, convirtiendo la radiación solar directa en energía térmica, calentando el aceite que circula por los tubos absorbedores de los captadores solares. El aceite así calentado, es posteriormente enviado a un intercambiador de calor aceite/agua donde se produce el vapor sobrecalentado requerido en la unidad de potencia, generándose de este modo energía eléctrica mediante un ciclo termodinámico Rankine. Esta es la tecnología denominada "*Heat Transfer Fluid*" (HTF, por sus siglas en inglés), se basa en el uso de un medio calo-portador (aceite

sintético) para transportar la energía térmica desde el campo solar al bloque de potencia donde se genera la electricidad. El punto máximo de operación de la planta se limita a los 400°C, puesto que el aceite se degrada a partir de esa temperatura (Zarza, 2003).

Otra opción para la tecnología de CCP es considerar la utilización de agua como fluido de trabajo, como una opción atractiva para reducir costos alrededor de un 11% (Feldhoff et al., 2012) respecto a las plantas de aceite, y mejorar el rendimiento de la planta al eliminar el intercambiador e incrementar la temperatura del agua. Sin embargo, la presencia del flujo bifásico agua-vapor al interior del absorbedor ha limitado su aplicación comercial, existiendo la necesidad de diversos estudios de investigación que garanticen su viabilidad.

En 1998 inició el proyecto “Direct Solar Steam (DISS)” en la PSA, que contemplaba la construcción de la primera planta experimental de Generación Directa de Vapor (GDV) en CCP operando en condiciones solares reales con flujo bifásico a alta presión y temperatura (100 bar / 400 °C) y configurada actualmente bajo los modos de operación principales para la GDV en CCP: recirculación y un solo paso (Zarza, 2003)

La puesta en marcha del lazo DISS ha permitido el desarrollo de múltiples proyectos de investigación para caracterizar la tecnología de GDV en CCP, demostrando la viabilidad del proceso configurado en modo recirculación. Con los resultados obtenidos en 2015 permitió la entrada en operación de la primera planta comercial de 5 MW en Kanchanabury, Tailandia (Khenissi et al., 2015).

La GDV requiere de investigación experimental y con ello una gran inversión para determinar su viabilidad y confiabilidad. En busca de nuevas alternativas para desarrollar estos proyectos se usan técnicas numéricas computacionales. En este sentido varios estudios numéricos se han realizado para determinar los comportamientos de las transiciones del flujo en el tubo absorbedor de los CCP para la GDV que permiten determinar la viabilidad del proyecto antes de la puesta en marcha. Algunos estudios numéricos se describen a continuación:

Zarza et al., (2006) realizaron el diseño conceptual de una planta solar simulando la GDV en un CS con CCP, conectado a un ciclo de potencia Rankine a vapor sobrecalentado (470 °C/70 bar) para generar 5 MWe. El objetivo de trabajo fue asegurar el diseño con una alta flexibilidad operativa y confiabilidad. El campo solar estuvo conformado por CCP ET-100 que tiene una longitud de 12.27 m, apertura de 5.76 m y diámetro interno del tubo absorbedor de 55 mm. Tomaron la orientación norte-sur para recoger la mayor cantidad de radiación solar por año. Para el dimensionamiento del CS consideraron 10 CCP en cada fila (3 para precalentamiento, 5 para evaporación y 2 para vapor sobrecalentado) con 1.42 kg/s de agua. De la simulación realizada al CS encontraron que se puede operar hasta 2090 horas de carga máxima al año, este cálculo se hizo con datos meteorológicos de la PSA y la eficiencia solar promedio que calcularon fue de 60.8% en verano y de 30% en invierno.

Martínez y Almanza (2007) realizaron un estudio teórico-experimental de GDV en condiciones saturadas y presiones bajas (1.5 – 3 bar) utilizando agua como fluido de trabajo. El objetivo de su experimento fue estudiar los gradientes de temperatura alrededor del tubo absorbedor en condiciones de estado estacionario; aplicando la técnica numérica de diferencias finitas. Su modelo físico estuvo compuesto por ocho CCP conectados en serie, cada uno con una longitud de 15 m. El área total del CS fue de 272 m². Los tubos absorbedores tenían un diámetro nominal de 25.4 mm y estaban cubiertos con una película selectiva de cromo negro (con una absorptancia de aproximadamente 0.89). Encontraron que el coeficiente de calor convectivo tiene mayor importancia cuando se presenta el patrón de flujo anular, también obtuvieron un error máximo del 12% y el mínimo del orden de 1% de su modelo teórico con respecto al experimental, con ello demostraron la viabilidad de seguir realizando estudios teóricos para la GDV. Concluyeron que, para sistemas solares de baja potencia, debería ser posible operarlos con un flujo anular de dos fases y un separador de vapor en el último captador, para obtener vapor de alta calidad.

Moya et al. (2011) realizaron el estudio de GDV con CCP utilizando el código comercial RELAP. El modelo físico que utilizaron para la simulación fue el sistema DISS, ubicado en la PSA. El estudio fue realizado para un solo paso, considerando condiciones de estado cuasi-estacionario y flujo de calor concentrado sólo en el lado inferior del tubo absorbedor. La longitud de la fila de los captadores del sistema DISS es aproximadamente de 500 m, con orientación N-S. Las condiciones que utilizaron fueron: irradiación solar directa de 831.16 W/m², ángulo de incidencia de 16.95, presión, temperatura y flujo másico en la entrada de 35.57 bar, 252.5 °C y 0.56 kg/s, respectivamente. Concluyeron que con el estudio numérico realizado con RELAP se puede profundizar en el conocimiento del comportamiento termohidráulico del flujo agua/vapor al interior del tubo absorbedor ya que es difícil determinar experimentalmente todos los patrones de flujo a lo largo del tubo, así como la posición de sus transiciones.

Alguacil et al., (2013) realizaron un estudio de una planta de demostración con capacidad de 8 MW térmicos (Abengoa Solar). Consideraron un CS para evaporación con tres filas paralelas de 800 metros y dos filas paralelas de 200 metros cada uno. El sistema se complementa con válvulas para trabajar a 85 y 450 °C. La planta de demostración fue operada y evaluada durante un año. Diseñaron una nueva estrategia de control para mantener una producción estable de vapor sobrecalentado incluso en condiciones transitorias. Tras la validación de la estabilidad de la tecnología de GDV a 450 °C, Abengoa Solar instaló un nuevo sistema de tubos receptores y juntas de rótula para aumentar la temperatura de trabajo hasta 550 °C. Concluyeron que la mejor opción para GDV es el uso de un sistema de almacenamiento de acumuladores de vapor.

Aguilar-Gastelum et al., (2014) realizaron la simulación de generación directa de vapor con el paquete comercial RELAP en un sistema de dos tubos horizontales paralelos con tubos de 500m de longitud, diámetro interno de 5 cm y espesor de pared de 10 mm; para este estudio utilizaron un esquema numérico semi-implícito. Consideraron dos diferentes formas de incidencia— de la radiación solar: 1) distribución uniforme de calor y 2) concentración de calor; asumiendo también flujos

de calor simétrico y asimétrico. Encontraron que la concentración de la radiación solar no afecta de manera considerable la caída de presión.

Serrano-Aguilera y Valenzuela, (2016) realizaron un estudio teórico-experimental de la GDV usando el un código en RELAP. Para su simulación tomaron una distribución del flujo de calor concentrado en el tubo absorbedor. Analizaron dos casos de presión de 30- y 60 bar. En sus resultados encontraron que, a presión de 30 bar y flujo másico de entre 0.9 kg/s se obtienen cuatro patrones de flujo (burbuja, estratificado horizontal, anular niebla y niebla) y una diferencia de temperatura de 30 K como máximo. Para el caso de 60 bar encontraron tres patrones de flujo (burbuja, estratificado horizontal y niebla) con diferencia de temperaturas de 80 K. Concluyeron que el uso del esquema de RELAP es suficiente para reproducir los principales resultados experimentales.

Valenzuela et al., (2016) realizaron un estudio numérico de GDV con CCP mediante el RELAP. Las dimensiones del CCP que consideraron fueron de 5.76m de apertura, longitud total de 1000 m, diámetro interno del tubo absorbedor de 50 mm y también de 61 mm en el tubo absorbedor. Consideraron así mismo 2 tipos de material en el tubo (acero inoxidable 316Ti y acero ferrítico A355 P22). Demostraron la presencia de diferentes patrones de flujo, siendo menor el número de patrones cuando el diámetro interior es mayor. Encontraron además que el perfil perimetral de la radiación solar concentrada en el tubo absorbedor afecta de manera importante los coeficientes de transferencia de calor convectivos y la ubicación de las zonas de transición (precalentamiento- evaporación y evaporación-sobrecalentamiento). En cuanto al tipo de material encontraron que afecta principalmente al comportamiento transitorio del flujo y diferencias máximas de temperatura en las secciones transversales de la pared del tubo.

Cundapí et al., (2017) realizaron estudios en un sistema para GDV de mediana temperatura para aplicaciones de calor de proceso industrial. Analizaron un CS compuesto por 38 CCP de 2 m de longitud, 1 m de apertura y 15 mm de diámetro del tubo absorbedor; considerando una mezcla agua/vapor como fluido de trabajo. Los estudios que realizaron fueron a) evaluación acerca del impacto que tiene el considerar una eficiencia individual con respecto a considerar una eficiencia promedio para todo el lazo captador; b) sensibilidad a diversos parámetros de operación c) los estudios termo-hidráulicos del comportamiento del flujo bifásico en el interior del tubo absorbedor. Los diferentes modelos matemáticos del comportamiento del flujo bifásico fueron simulados mediante el simulador RELAP utilizando un esquema numérico semi-implícito. Concluyeron que con un rendimiento mayor del 30% se pueden alcanzar condiciones deseables de operación con una potencia de 20 kW térmicos y calidad menor a 0.8. Además, concluyeron que el sistema es viable para aplicaciones que requieran temperaturas entre 170°C y 212°C como lo son en las industrias de plásticos, lechera, química y textil.

1.2.2. Generación de biogás

El biogás es otro tipo de energía renovable que se obtiene de la descomposición de materia orgánica. El hombre ha desarrollado tecnologías que le permiten aprovechar el biogás generado como biocombustible. La generación y uso de este biocombustible permite reducir, al sustituir parte de los energéticos fósiles, la emisión neta de dióxido de carbono en forma directa, y en forma equivalente por la combustión del metano contenido en el biogás (Weber et al., 2012).

México cuenta con la Ley de Promoción y Desarrollo de los Bioenergéticos (LPDB) y define a los bioenergéticos como combustibles provenientes de la materia orgánica derivadas de las actividades, agrícola, pecuaria, silvícola, acuicultura, alga cultura, residuos de la pesca, domésticas, comerciales, industriales, de microorganismos, y de enzimas, así como sus derivados, producidos por procesos tecnológicos sustentables que cumplan con las especificaciones y normas establecidas. La biomasa para la generación de energía eléctrica se obtiene principalmente del bagazo de caña. La capacidad instalada derivada del uso de bagazo incrementó 906.5 % al cierre del 2015, pasando de 66.6 MW a 599 MW (SENER, 2016)..

Otro tipo de biomasa muy utilizada en México para la generación de biogás es el nopal. Debido a que su producción es mayor a la demanda y su aprovechamiento para producir energía no afecta a la alimentación de la población. En 2009 la superficie sembrada se estimó de 84000 hectáreas en todo el territorio nacional, de las cuales se cosecharon el 75% (Aké, 2015). Los rendimientos promedio fueron:

- Nopal verdura: 60 – 100 t/ha/año
- Tuna: 15.7 (con riego) – 7.3 t/ha/año (en temporal)
- Nopal forrajero: 141 (con riego) – 24.5 t/ha/año (en temporal)

Gracias a dicho estudio, el “Grupo Agroindustrial Nopal de Camembaro” S.P.R. de R.L. y el Instituto de Investigaciones Eléctricas (IIE, ahora Instituto Nacional de Electricidad y Energías Limpias (INEEL)) realizaron una investigación para la instalación de un biodigestor con volumen de 100 m³ e iniciaron su operación en 2010. Determinaron el rendimiento energético del biogás y han producido entre 350 m³ CH₄/t MV (Masa volátil) y 450 m³ CH₄/t MV, que son parecidos a los cultivos empleados en Europa para la producción de biogás (maíz, cebada), que equivalen entre 30 y 40 m³ de biogás/t de nopal fresco (Aké, 2015; Arvizu, 2015).

Otro proyecto realizado en México para la producción de biogás con biomasa del nopal es llevado a cabo por la agencia de Sustentabilidad de Energía y Medio Ambiente, S.A. de C.V. (SUEMA). Actualmente realiza el proyecto “Desarrollo socio-económico de un sistema para el tratamiento integral en sitio de residuos de sólidos orgánicos provenientes de mercados de abasto popular de CDMX. Plan Piloto de Nopal-Verdura de la delegación Milpa Alta”. El biodigestor está diseñado especialmente para mercados públicos de gran escala. La capacidad de procesamiento es de 50-100 t/d de residuos orgánicos, producción de biogás de 105 m³/t (Deutsche Gesellschaft für Internationale Zusammenarbeit (GIZ) GmbH, 2015).

Otros estudios sobre la producción de biogás con nopal son los que se describen a continuación:

Uribe J.M. et al, (1992) estudiaron el comportamiento de la mezcla de tuna y estiércol de ganado bovino para la producción de biogás. Elaboraron mezclas homogéneas de cladodios de tuna y estiércol en diferentes proporciones (100, 75, 50, 25 y 0 %), en biodigestores en lotes de 1 litro de capacidad. Tomaron la temperatura de incubación de 30 °C. Diluyeron la biomasa en agua para obtener un 4% de sólidos totales. Dentro de sus estudios encontraron que la velocidad de biodegradación de la biomasa estuvo estrechamente relacionada con el pH final, el mejor rendimiento de biogás lo obtuvieron para la mezcla de 75% de tuna que produjo biogás con 65% de CH₄ y 30% de CO₂, determinaron que el efecto acelerador de la tuna en la digestión anaeróbica de estiércol es aprovechable en un rango de 25 a 75%. Concluyeron que al incorporar los cladodios de tuna en la digestión anaeróbica disminuye el tiempo de retención hidráulica, lo que permite el diseño de biodigestores de menor tamaño para procesar el mismo volumen de biomasa.

Santos et al., (2016) realizaron un estudio para conocer la composición química del nopal para la obtención de etanol y biogás. Tomaron muestras de tres especies de nopal, con las cuales se realizaron estudios de fermentación hidrolizada de biomasa. La producción promedio de las tres especies durante un año en lugares secos fue de 7.9 t/ha año y con ello calcularon la producción de: etanol 1,480-1,875 l/ha año. Las estimaciones teóricas para la producción de biogás reportan que 517 m³-biogás /t MV (Masa Volátil) equivalen a 3,717 m³ biogás /ha año del cual 1 m³ de biogás contiene 60% de metano y puede generar 1.25 kWh. En promedio se pueden generar 4,646 kWh/ha año de energía eléctrica. Concluyeron que 1 ha de nopal podría producir electricidad suficiente para satisfacer el consumo anual de alrededor de 2 casas; basado en el consumo promedio reportado por la Agencia Nacional de Energía Eléctrica de Brasil.

Sánchez et al., (2016) realizaron un estudio con el objetivo de cuantificar la disponibilidad de biomasa de residuos en horticultura y de cultivos tolerantes a la sequía en España, y evaluar el potencial de esos productos como sustrato para producción de biogás. Así mismo evaluaron el potencial de generación de biometano de ambos materiales para su uso en plantas híbridas de energía solar concentrada. Los experimentos que realizaron para determinar el potencial de biometano fueron con nopal, tomate y varias combinaciones en proporciones de sustratos (1:3, 1:1, 3:1). La producción de MV sobre el contenido total de biomasa que obtuvieron fue mayor en el tomate con el 83% y del nopal un 79%. Los rendimientos de metano obtenidos de los sustratos del nopal y del tomate fueron 0.264 m³ CH₄/ kg MV y 0.369 m³ CH₄/ kg MV, respectivamente, estas potencias de generación de biogás están dentro del rango reportado para el maíz forrajero de 0.25 – 0.38 m³ CH₄/kg MV. Concluyeron que las tierras son las adecuadas para el cultivo del nopal pero no para los cultivos alimentarios, que representan una cantidad significativa de superficie útil para la producción de biomasa en España. Estas tierras se suelen asignar en áreas con alta radiación solar que también son adecuadas para el despliegue de CSP.

Comparetti et al., (2017) realizaron un estudio para evaluar la producción de biogás y biometano a partir del nopal disponible con estiércol de ganado para generación de energía térmica y eléctrica en Sicilia, Francia. Consideraron la cosecha del nopal en áreas agrícolas no cultivadas. Tomaron una producción de biomasa de 8.5 t/ha de Materia Seca (MS) al año y producción específica de metano igual a 0.3 m³/kg de MS. Dentro de sus resultados encontraron que el área para el cultivo del nopal fue de 794959 ha y con ello obtuvieron la producción de biomasa igual a 17489x10³ toneladas, producción de biogás y biometano de 612,115x10³ y 342,278x10³ m³, respectivamente. La energía eléctrica la calcularon de 67038 MWh y la energía térmica de 70,390 MWh. Concluyeron que para la producción del biogás a partir del nopal representa una forma muy rentable al utilizar las áreas no cultivadas.

También se han llevado a cabo estudios sobre la producción de biogás considerando diferentes tipos de biomasa:

Oslaj et al., (2010) realizaron un estudio experimental de diferentes tipos de maíz híbrido. Dentro de los distintos tipos de maíz híbrido se analizaron la clase de madurez FAO 300, FAO 400, FAO 500 y FAO 600. El experimento se realizó con condiciones de temperatura mesofílica (35°C), con un tiempo de retención hidráulica de 35 días. Calcularon los parámetros de la cantidad de biogás. Dentro de sus resultados encontraron que el maíz con un contenido de masa seca del 30 - 42% tiene un rendimiento de metano entre 0.251 y 0.349 m³ CH₄/kg MV. Concluyeron que la producción de biogás a partir de biomasa agrícola es cada vez más importante, ya que ofrece beneficios ambientales considerables y es una fuente adicional de ingresos para los agricultores y el biogás es una fuente renovable de energía y reduce las emisiones de CO₂.

Dido et al., (2013) presentaron un estudio sobre los residuos de un establo con 1050 vacas y propusieron utilizar los residuos mediante digestión anaeróbica para la obtención de biogás como fuente de energía y con ello la producción de electricidad. Realizaron una caracterización de estiércol de vaca típico encontrándose el porcentaje de humedad de 81.27%, materia orgánica de 81.10% y la masa seca de 18.73%. Utilizaron el software Biodigestor (Aqualimpia Engineering e.K.) para determinar la producción de biogás que resultó de 765 m³/d con un porcentaje de metano de 61%. El tipo de biodigestor que utilizaron fue de laguna rectangular. Concluyeron que las principales fuentes de ingreso del proyecto son generadas por la venta de energía eléctrica y el bio-fertilizante; también la aplicación del sistema permitirá alcanzar el saneamiento del establo, en cuanto a la generación de los efluentes.

Uddin et al., (2016) realizaron un análisis comparativo de biogás para afrontar los problemas de energía eléctrica en Pakistán. Analizaron diversos tipos de biomasa de estiércol de animales y determinaron la producción de biogás y encontrando que el rango de masa seca se encuentra en un rango de 10 – 30% y el rendimiento de biogás está entre 0.3 – 0.8 m³/kg de sólidos totales. Mencionan que el aprovechamiento del biogás puede ser utilizado producir electricidad y calor. El biodigestor que utilizaron es de tipo globo y cúpula fija; se utilizan comúnmente con

tamaños de 4 y 5 m³, su construcción subterránea está bien organizada y menos expuesta a daños o fallas. Concluyeron que el biogás es económico en términos de gastos y tiene un impacto ambiental positivo.

1.3. Sistemas híbridos solares

Los SH solares integran dos subsistemas en uno, y donde por lo menos uno de ellos operando con energía solar. Estos SH tienen el propósito de:

- Tener un sistema de apoyo
- Generar energía de manera continua

Se muestra un resumen de los trabajos que se reportan en la literatura de sistemas híbridos que integran CCP:

Mishra et al., (2006) realizaron el estudio del rendimiento y optimización de una planta híbrida solar-biomasa, conformada por un campo solar con CCP, calderas multi-combustibles para el aprovechamiento de biogás, turbina de vapor, condensador y unidades economizadoras. Consideraron la producción de electricidad con capacidad de 2.5 MW en condiciones de vapor sobrecalentado a 145 °C, 2.5 bar, y flujo másico de 6.8 kg/s. Analizaron tres tipos de captadores cilindros parabólicos: LS3, Euro Trough (ET) y Duke, para cada uno consideraron el flujo másico de aceite térmico de 1, 1.7 y 0.7 kg/s, respectivamente. Encontraron el flujo volumétrico del biogás que fue de 1,750 a 3,200 m³/h, los cuales corresponden a una variación de 11 a 20 MW de la energía equivalente. Concluyeron que, para los tres CCP estudiados, el ET es el que mostró mejores resultados, que puede considerarse como la forma modificada del colector LS3.

Jacobson et al., (2006) realizaron el estudio teórico de un sistema de concentración solar con CCP. El objetivo de este trabajo fue diseñar un sistema híbrido que integrara al sistema solar como energía primaria y un sistema de biogás como apoyo en la producción de energía de forma continua. Definieron las ecuaciones para calcular la potencia, eficiencias y pérdidas del CCP. Realizaron una evaluación para una fila de CCP LS3 de 96 metros con un sistema de almacenamiento térmico, que a su vez se utiliza vapor para generar 25 kWe. Consideraron que la misma potencia del colector es la que tendría que suministrar el sistema de biogás. Concluyeron que la longitud del canal es el parámetro más importante para la producción de energía en el captador, y los CCP son capaces de producir suficiente energía para cargar el almacenamiento térmico.

Nixon et al., (2012) realizaron un estudio de centrales híbridas para su uso en varias aplicaciones como generación de calor y electricidad. Los casos de estudio que analizaron van de 2 a 10 MW. El objetivo de este trabajo fue evaluar la viabilidad y las perspectivas de las plantas híbridas solar-biomasa en India, utilizando colectores lineales Fresnel. Usaron el software TRNSYS para la simulación de su modelo base y utilizaron 280 °C, 8.5 bar y 0.83 kg/s para la caldera, y en los colectores Fresnel 0.415 kg/s. Con estas condiciones determinaron el área de captación para el campo solar de 9,350 m². Encontraron que las centrales de sistema híbridos solar-biomasa son una opción factible para tri-generación (electricidad, refrigeración y calor) en

India. El calor de proceso industrial también presenta una opción viable con una utilización eficaz.

Colmenar-Santos et al., (2015) realizaron el estudio de la incorporación de biogás en las Centrales Eléctricas Termosolares para la conformación de un sistema híbrido en España. Tuvieron como objetivo proponer biocombustibles que cumplen con los requisitos con biomasa para la generación de biogás, bioetanol y biodiesel. Determinaron la potencia máxima disponible en el modo nocturno con la configuración de calderas (2x25MWth) basada en el rendimiento general sería de 15 MWe con ambas calderas funcionando a la potencia nominal, con un consumo de biogás de 35'923,076 m³/año funcionando 4,670 h/año. La disponibilidad de desechos que calcularon fue de 143,692 t/año. Concluyeron que es posible adaptar las características de los desechos producidos en áreas ubicadas cerca de las plantas de CET, y puede generar una recuperación más corta del período de inversión y una mayor rentabilidad.

Schenk et al., (2015) realizaron un estudio sobre el desarrollo de un sistema híbrido solar de generación de vapor para calor de proceso industrial. Para el sistema solar utilizaron colectores tipo Fresnel y una caldera alimentada con gas como sistema de apoyo. Analizaron 3 conceptos de sistemas híbridos los cuales fueron: a) híbrido en un solo circuito, b) híbrido en dos circuitos con separador de vapor y c) campo solar de una sola fase con intercambiador de calor dentro de la caldera. Tomaron como condiciones de Irradiación Directa Normal (DNI, por sus siglas en inglés) igual a 850 W/m² y un área de apertura de 1,760 m² para todos los casos que corresponde a una potencia nominal de 903 kW para el colector Fresnel. Consideraron diversos sitios para evaluar el funcionamiento del sistema híbrido, realizando su simulación termodinámica mediante el software Greenius. Determinaron que para Antalya, utilizando el concepto a), se obtuvieron 1236 kWh con el campo solar, con una eficiencia del mismo de 37.1 %. Concluyeron que el concepto a) es la mejor opción en términos de rendimiento termodinámico, mientras que el caso c) tuvo menor costo de inversión.

Rovira et al., (2016) Realizaron un estudio de la incorporación de colector cilindro parabólico (PTC, por sus siglas en inglés) en los ciclos combinados. La configuración del estudio fue de dos turbinas de gas y dos generadores de vapor de recuperación de calor que alimenta a una turbina de vapor. Consideraron las ciudades de Almería y Las Vegas con DNI de 850 W/m² y 900 W/m² respectivamente. Dentro de sus resultados encontraron que el campo solar puede suplir 25 MW_{th}. La eficiencia neta de campo solar se vio mejor para Las Vegas puesto que tiene mayor DNI, que fue un 32.4%. Concluyeron que para condiciones de evaporación del agua con el campo solar son económicamente viables en estos sistemas.

Shahin et al., (2016) en este trabajo evaluaron de un campo solar de CCP en un ciclo Rankin. Las diferentes condiciones de operación incluyeron varias intensidades de radiación solar, valores geométricos de los captadores, velocidades de flujo másico el efecto de la transferencia de calor al fluido de trabajo. El campo solar de CCP que consideraron fue de cientos de filas de captadores con módulos de 10 colectores LS-3 en cada fila. El flujo másico en cada fila fue de 0.35 a 0.8

kg/s utilizando como fluido de trabajo el aceite térmico Thermonil-VP1. Con base en sus resultados los autores determinaron que el flujo másico de vapor dentro del ciclo fue de 1 kg/s. Concluyeron que la eficiencia térmica de los captadores varía del 50% al 73%, y mediante la eficiencia máxima de 73% lograron obtener una alta relación de flujo másico de 20 kg/s en el campo solar, con una alta incidencia solar de 1,100 W/m².

Zhang et al., (2016) propusieron un sistema híbrido de concentración solar-biomasa, utilizando digestión anaeróbica para la producción de biogás. El objetivo fue investigar el rendimiento térmico de una nueva propuesta del sistema de producción de biogás, usando la energía residual de la unidad de potencia del sistema híbrido. El sistema híbrido está conformado por una torre de concentración solar, arreglada en paralelo con una caldera que aprovecha el biogás como sistema de apoyo. Consideraron la generación de 1000 kWe como para el sistema híbrido. Calcularon el área del campo solar de helióstatos igual a 6000 m², con un DNI de 800 W/m². Calcularon el rendimiento del metano por día de 2,400 m³, y el volumen del biodigestor de 3000 m³, con 6 m³/h de caudal de biomasa a 35 °C, y Tiempo de Retención Hidráulica (TRH) de 30 días. Concluyeron que con el SH no solo se mejora la estabilidad de la potencia sino que también aumenta la capacidad de distribución de la energía, y que el volumen del biodigestor anaeróbico aumenta con el aumento del TRH.

1.4. Conclusiones de revisión de la literatura

De acuerdo con la literatura analizada, varios autores han realizado análisis numéricos del comportamiento del flujo dentro del tubo absorbedor para la GDV en los CCP, con lo cual demuestran la viabilidad de utilizar estos sistemas para la generación de energía a partir de la radiación solar directa. De la misma manera se ha demostrado en estudios experimentales una importante reducción de elementos que conforman el campo solar para la generación de energía, aun cuando en la actualidad la gran mayoría de las CET está en operación utilizando como fluido de trabajo aceite térmico y sales fundidas.

Los sistemas de generación de biogás mediante descomposición anaeróbica han tenido un importante aumento en nuestro país al aprovechar la materia orgánica del de nopal, ya que esta planta ha demostrado grandes rendimientos para la generación de biogás, además de que la siembra y cosecha puede realizarse en regiones de climas áridos y semiáridos, pudiéndose aplicar en otros tipos de escenarios dentro y fuera del país.

La limitante que se ha encontrado con las CET es que solo producen energía durante el día en regiones con alta incidencia de radiación solar directa. La alternativa ante esta problemática es la incorporación de sistemas de almacenamiento térmico; que puede alargar las horas de operación de la planta, y también de combinar dos sistemas para tener energía de forma continua. Los sistemas híbridos analizados producen grandes cantidades de energía y algunos han incorporado CCP solo para el precalentamiento de agua.

1.4.1. Planteamiento del problema

La mayor producción de energía eléctrica en México es a base de combustibles fósiles. En energías renovables solo se tiene una aportación del 31% (considerando también la hidroeléctrica) en la producción de energía eléctrica, y menos del 0.1% está dedicada para la energía solar fotovoltaica; lo que significa que en México no se tiene ninguna planta CET, a pesar de que gran parte del país tiene un gran recurso solar que no está siendo aprovechado. La gran experiencia en investigación en México de sistemas de concentración solar con CCP solo se ha dado paso en la aplicación de generación de calor de proceso, esto debido a que la tecnología de concentración solar se desarrolla en otros países, que implicaría mayor costo por traslado de equipos, puesta en marcha y mantenimiento de la planta.

Además del recurso solar que se tiene el país también se tiene gran diversidad en recursos bioenergéticos, un ejemplo de ellos es la biomasa del nopal. A pesar de que en los últimos años se ha visto un aumento en la producción de biogás, en la mayoría de los casos no se utiliza para generar electricidad, debido a que de las plantas de biogás existentes son de empresas privadas, y que hacen del uso del biogás para auto consumo, calor de proceso y/o combustible para coches.

Para el futuro se tienen como metas promover y utilizar los sistemas con energías limpias para la generación de energía eléctrica y que puedan adaptarse a distintos tipos de poblaciones. Es por ello que a continuación se plantean los objetivos para la realización del presente proyecto de investigación.

1.5. Objetivos

Diseñar y analizar un sistema híbrido de concentración solar para la generación de 100 kWe.

1.5.1. Objetivos específicos

- Conformar un diseño básico de un sistema híbrido integrado por un campo solar de GDV con CCP y un sistema de generación de biogás a partir del nopal.
- Considerar la generación de energía eléctrica de forma continua.
- Analizar el funcionamiento del sistema híbrido para un clima seco durante el verano.

1.6. Alcances

- Se seleccionará una localidad de la República Mexicana donde no se disponga de energía eléctrica y tenga un alto DNI.
- El campo solar se dimensionará mediante el simulador comercial RELAP considerando condiciones cuasi-estacionarias y el modelo a dos fluidos para flujo agua-vapor
- Para el dimensionamiento del biodigestor se hará uso del simulador comercial Biodigestor considerando la biomasa de nopal, involucrando sus características fisicoquímicas, la temperatura de proceso y el tiempo de retención hidráulica que se reportan en la literatura.
- Para la conformación del diseño se seleccionarán los componentes del campo solar y del sistema de generación de biogás disponibles en el mercado.
- Los sistemas se acoplarán en un ciclo Rankine para la generación de energía eléctrica de forma continua.

El presente trabajo de tesis está conformado por seis capítulos, iniciando con la parte introductoria que corresponde al presente Capítulo I.

Los capítulos II y III tratan de fundamentos teóricos acerca del aprovechamiento de energía mediante los CCP y la generación de biogás, respectivamente.

El capítulo IV describe la metodología planteada para el diseño básico del SH analizando los sistemas involucrados a carga máxima con el fin de realizar un acople y conformar el SH.

El capítulo V se presenta el acople del SH de acuerdo con las horas de operación para cada sistema, la aplicación del SH en viviendas y la adecuación para el sistema de biogás.

En el capítulo VI se presentan las conclusiones obtenidas respecto al desarrollo de la presente tesis, así como las recomendaciones para trabajos futuros.

CAPÍTULO 2. CAPTADOR SOLAR CILINDRO PARABÓLICO (CCP)

En este capítulo se describen las partes que conforman un CCP así como su funcionamiento para el aprovechamiento de la energía solar y las eficiencias involucradas. Se describen además el proceso de GDV con los CCP, así como los modelos matemáticos que rigen el comportamiento termo hidráulico del flujo bifásico agua/vapor en el tubo absorbedor del captador.

2.1. Concentración solar mediante CCP

El aprovechamiento de la energía del sol se puede realizar con sistemas solares de concentración, y estos sistemas a su vez para la generación de energía eléctrica o térmica. Uno de los sistemas de concentración más usados para mediana y alta temperatura son los CCP.

Estos sistemas permiten alcanzar temperaturas de hasta 400°C con una buena eficiencia (60% - 70%). La concentración óptica de la radiación solar hace que la superficie del tubo receptor sea mucho menor que el área de apertura del captador, lo que reduce significativamente las pérdidas térmicas, ya que las pérdidas térmicas están en función de la temperatura media de trabajo y de la superficie del tubo absorbedor, que es el componente caliente del captador (Zarza, 2003b).

La gran mayoría de CCP son de gran tamaño, de acuerdo con la aplicación y demanda de energía. Hoy en día ha aumentado el interés por la instalación de pequeños campos solares para abastecer de energía a pequeñas industrias ubicadas en localidades con buena radiación solar directa.

2.2. Elementos principales de un CCP

El CCP está compuesto por un cilindro parabólico que capta y refleja la radiación solar directa en el tubo receptor que se encuentra en la línea focal de la parábola. En la Figura 2.2. se muestran los componentes principales que conforma un CCP.

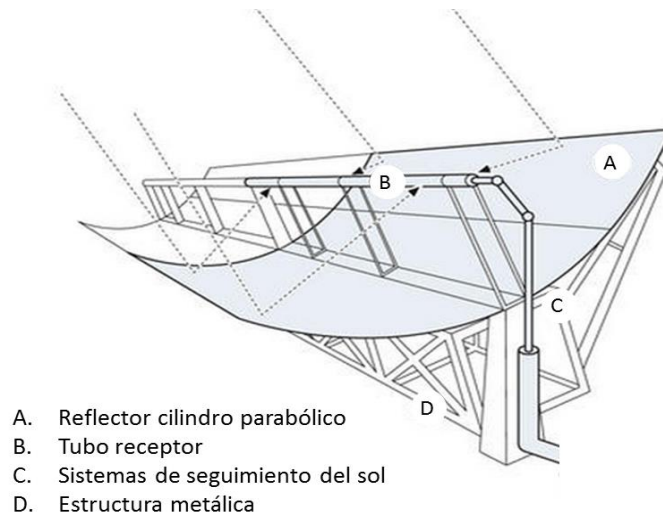


Figura 2. 1. Partes que conforman un CCP. (Fuente: Solar Millennium AG, 2010).

2.2.1. Reflector cilindro parabólico

Son espejos curvados con forma parabólica con el principal objetivo de reflejar la radiación solar directa que incide sobre su superficie normal de captación. Se suelen utilizar materiales como plata y aluminio en la superficie para aumentar la reflectividad. La ventaja de los espejos de plata sobre los de aluminio es que la reflectividad de la plata (>92%) es mayor que la del aluminio (>86%), aunque el costo de fabricación es similar.

2.2.2. El tubo receptor

Elemento muy importante del CCP ya que de él depende en gran medida el rendimiento global y la potencia útil del captador. El tubo receptor de un CCP consta en realidad de dos tubos: uno interior metálico (tubo absorbedor); por donde circula el fluido, y otro exterior de cristal.

El tubo metálico lleva un recubrimiento selectivo que posee una elevada absorptividad (<90%) y baja emisividad en el espectro infrarrojo (<30%), lo que proporciona un elevado rendimiento térmico. Existen diferentes tipos de recubrimientos selectivos, y el único inconveniente de los recubrimientos es que no pueden trabajar a temperaturas superiores a los 300°C, porque se degradan rápidamente y su emisividad aumenta.

El tubo de cristal metálico tiene una doble función: proteger el recubrimiento selectivo de las inclemencias meteorológicas, y reducir las pérdidas térmicas por convección en el tubo receptor. El espacio entre el tubo metálico y el tubo de vidrio se hace vacío para que no se degrade la superficie selectiva.

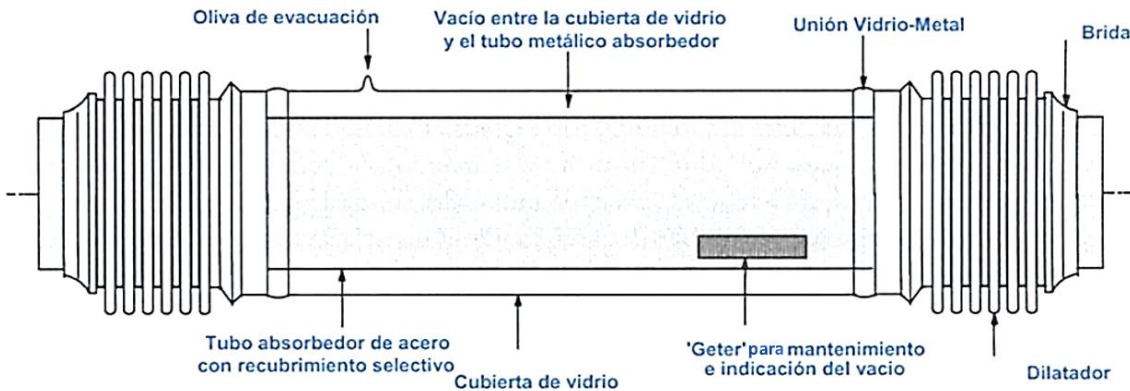


Figura 2. 2. Tubo receptor de un CCP (Fuente: Zarza, 2003).

2.2.3. Sistema de seguimiento solar

Son mecanismos para seguir la trayectoria del sol en un día y tener mayor aprovechamiento de la radiación solar. Por lo general los sistemas de seguimiento solar de los CCP constan de un solo eje, ya sea en dirección Norte-Sur o Este-Oeste. Aunque también se han desarrollado los sistemas con seguimiento en los dos ejes, con el inconveniente del aumento en el costo por la complejidad del sistema.

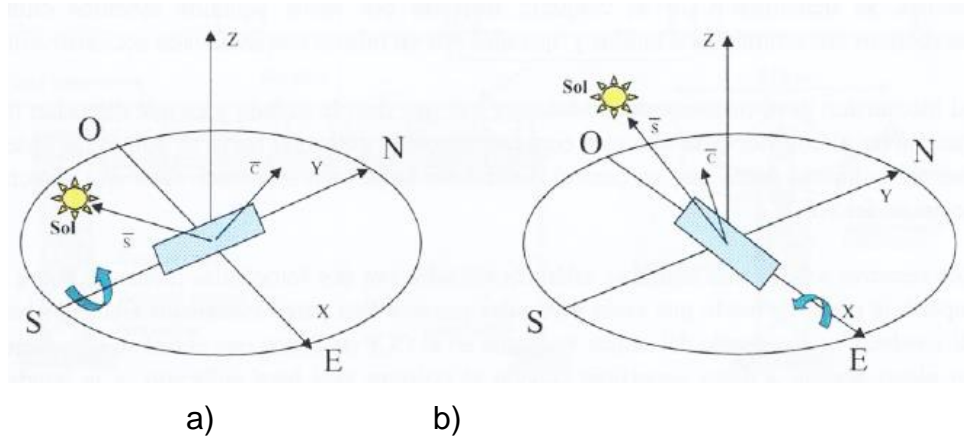


Figura 2. 3. Seguimiento solar del CCP en un eje. a) Orientación Norte-Sur, b) Orientación Este-Oeste. (Fuente: Lentz, 2005; Zarza, 2003).

Los CCP siguen el sol moviéndose en las formas prescritas para minimizar el ángulo de incidencia de la radiación directa en su superficie y así maximizar la radiación directa incidente. El cálculo de los ángulos de incidencia y azimutal superficiales son necesarios para el proceso de seguimiento (Duffie, J., y Beckman, 2013).

Para calcular el ángulo de incidencia se tienen las siguientes ecuaciones:

Orientación Este-Oeste

$$\cos \theta = (1 - \cos^2 \delta \sin^2 \omega)^{1/2} \quad (2.1)$$

Orientación Norte-Sur

$$\cos \theta = (\cos^2 \theta_z + \cos^2 \delta \sin^2 \omega)^{1/2} \quad (2.2)$$

El ángulo zenit y la declinación se calculan con:

$$\cos \theta_z = \sin \delta \sin \phi + \cos \delta \cos \phi \cos \omega \quad (2.3)$$

$$\delta = 23.45 \sin\left(360 \frac{284+n}{365}\right) \quad (2.4)$$

donde:

θ – Ángulo de incidencia

δ – Declinación, posición angular del sol a medio día

ω – Ángulo horario, es el desplazamiento angular del Sol de este a oeste del meridiano local durante la rotación de la tierra con ángulo 15° por hora, en la mañana negativa y en la tarde positivo.

θ_z – Ángulo zenit, es el ángulo de incidencia de la radiación directa sobre una superficie horizontal.

ϕ – Latitud, localización angular norte o sur del ecuador

n – Día del año

2.2.4. Estructura metálica

Es el soporte metálico donde son montados los espejos reflectores, ambos componentes son movidos por el sistema de seguimiento solar del CCP.

En los campos solares con CCP, varios captadores se unen en serie para formar filas que, a su vez se unen en paralelo hasta conseguir la potencia térmica deseada. Dentro de cada fila, los tubos receptores de captadores adyacentes deben unirse de modo que se permita el giro independiente de los dos captadores, a la vez que deben absorber las dilataciones térmicas de los tubos receptores en los extremos de los CCP. Actualmente hay dos formas diferentes de unión: mediante conductos flexibles, o mediante juntas rotativas.

2.3. Razón de concentración geométrica y ángulo de aceptación en un CCP

La razón de concentración geométrica (C_g), es la razón entre el área de abertura del captador y el área total del tubo absorbedor. La cual está dada por

$$C_g = \frac{l \cdot l_a}{\pi \cdot d_o \cdot l} = \frac{l_a}{\pi \cdot d_o} \quad (2.5)$$

y

$$A_c = l \cdot l_a \quad (2.6)$$

donde:

l – longitud del concentrador cilindro parabólico

l_a – ancho del concentrador cilindro parabólico

d_o – diámetro exterior del tubo absorbedor metálico

A_c – área de apertura

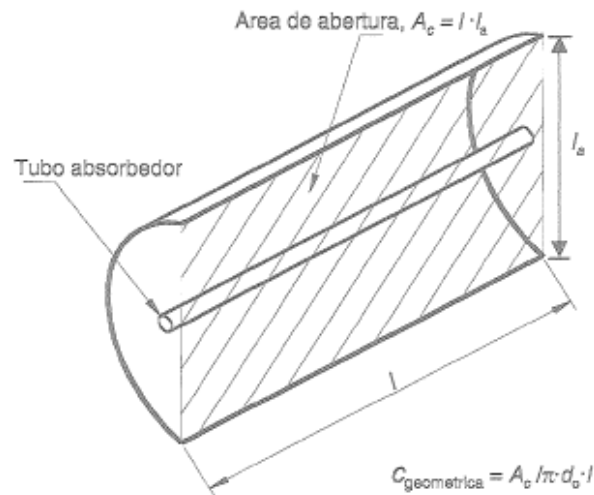


Figura 2. 4. Área a captación de un CCP (Fuente Zarza, 2003).

2.4. Pérdidas en un CCP

Cuando la radiación solar directa alcanza la superficie de un CCP, se pierde una cantidad importante de ella debido a diferentes factores. El total de pérdidas que tienen lugar en un CCP se puede dividir en tres grupos, que son:

- Pérdidas ópticas
- Pérdidas térmicas desde el tubo receptor al ambiente
- Pérdidas geométricas

2.4.1. Pérdidas ópticas

Cuatro parámetros intervienen en las pérdidas ópticas de un CCP, que son:

- Reflectividad (ρ) de la superficie reflectante del concentrador parabólico. Las superficies reflectivas de los captadores no son perfectas, lo que provoca que solo parte de la radiación incidente se refleje.
- Factor de intercepción (γ). Está presente cuando una fracción de la radiación solar reflejada por los espejos no alcanza a la cubierta de cristal del tubo absorbedor debido a factores tales como imperfecciones microscópicas o macroscópicas de los espejos, errores de posicionamiento del captador, o el bloqueo que pueden suponer los soportes del tubo absorbedor..
- Transmisividad (τ) de la cubierta de cristal. Es la proporción de radiación solar reflejada por los espejos que llega a la cubierta de cristal del tubo absorbedor y es capaz de atravesarlo. Este valor depende de que el cristal haya sido objeto de un tratamiento anti reflexivo.
- Absortividad (α) de la superficie selectiva. Este parámetro cuantifica la cantidad de radiación que es capaz de absorber la superficie selectiva que cubre al tubo absorbedor, comparada con la cantidad de radiación que llega a dicha superficie.

2.4.2. Pérdidas geométricas

Las pérdidas geométricas provocan una disminución del área efectiva de captación de los captadores. Las pérdidas geométricas se producen porque la geometría del concentrador parabólico no es perfecta. Estas imperfecciones provocan que solo una parte de la radiación solar directa que incide sobre la apertura del concentrador parabólico llegue al fluido que circula por el interior del tubo absorbedor. Las pérdidas geométricas en un CCP se dividen en dos grupos: aquellas debidas a las posiciones relativas de los captadores entre sí, y aquellas inherentes a cada captador.

La existencia de un ángulo de incidencia no solo reduce el área efectiva de captación que tiene el captador, también afecta a los valores de la reflectividad, absortividad y transmisividad, ya que estos parámetros presentan un valor máximo cuando el ángulo de incidencia es 0° . El efecto del ángulo de incidencia en el rendimiento del captador se cuantifica mediante un parámetro que se denomina modificador por ángulo de incidencia $K(\theta)$ (Zarza, 2003).

2.4.3. Pérdidas térmicas

Las pérdidas térmicas asociadas al tubo (ver figura 2.5) receptor están formadas por: a) pérdidas de calor por conducción a través de los soportes del tubo, b) pérdidas por radiación, convección y conducción desde el tubo absorbedor hacia la cubierta de cristal, y c) pérdidas por convección y radiación desde el tubo de cristal al ambiente.

En los tubos receptores en los que entre el tubo metálico y el de cristal hay vacío, las pérdidas térmicas por conducción y convección desde el tubo metálico hacia la cubierta de vidrio quedan eliminadas, y solo existen pérdidas por radiación. Las pérdidas térmicas a través de los soportes del tubo receptor se pueden despreciar frente a las otras.

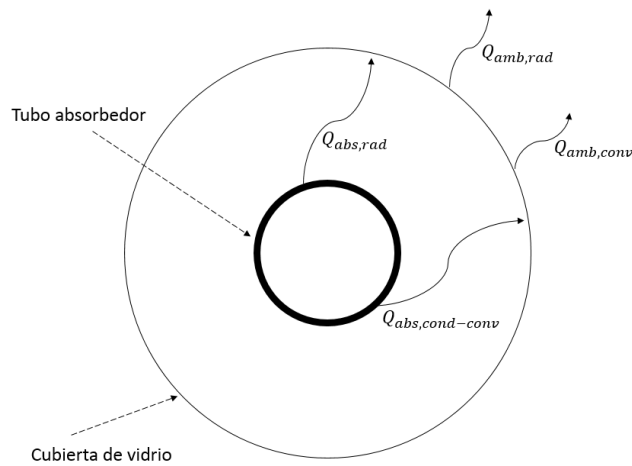


Figura 2. 5. Pérdidas térmicas en el tubo receptor (Fuente Lentz, 2005; Zarza, 2003).

$Q_{abs,rad}$ – Pérdidas por radiación entre el tubo metálico y la cubierta de vidrio

$Q_{abs,cond-conv}$ – Pérdidas por conducción-convección entre el tubo metálico y la cubierta de vidrio cuando no contiene vacío

$Q_{amb,conv}$ – Pérdidas por convección desde la cubierta de vidrio al ambiente

$Q_{amb,rad}$ – Pérdidas por radiación desde la cubierta de vidrio hacia el ambiente

Estas pérdidas pueden calcularse analíticamente, y de forma individual con la correcta aplicación de las ecuaciones que rigen los procesos de transferencia de calor por conducción, convección y radiación. En la práctica las pérdidas térmicas globales (Q_L) en un CCP suelen darse mediante un coeficiente global de pérdidas térmicas (UL_{abs}) desde el tubo absorbedor al ambiente como en la siguiente ecuación:

$$Q_L = Q_{abs,rad} + Q_{abs,cond-conv} = UL_{abs} \cdot \pi \cdot d_o \cdot l \cdot (T_{abs} - T_a) \quad (2.7)$$

Dónde

Q_L – pérdidas térmicas globales

T_{abs} – Temperatura media del tubo absorbedor metálico

T_a – Temperatura ambiente

UL_{abs} – Coeficiente global de pérdidas viene dado por unidad de área del tubo absorbedor

Los cálculos de la potencia útil y del rendimiento en un CCP toman en cuenta las pérdidas ópticas, térmicas y geométricas, a medida que estas pérdidas aumentan reducen la potencia del CCP y a diferencia de condiciones ideales, esta es mucho menor.

La potencia radiante sobre el área de apertura del captador se calcula mediante la ecuación:

$$\dot{Q}_{solar} = A_c \cdot I_d \cdot \cos(\theta) \quad (2.8)$$

Dónde:

\dot{Q}_{solar} – Potencia radiante sobre la apertura del captador solar

A_c – Área de apertura de la superficie reflexiva del colector

I_d – Irradiancia solar directa (DNI, por sus siglas en inglés)

θ – Ángulo de incidencia

El área de apertura (A_c) para calcular la energía solar incidente sobre el CCP, contabiliza solamente al área de apertura que compone el CCP, es decir, no se toman en cuenta los espacios existentes entre módulos.

La potencia térmica útil suministrada por el captador, expresada en términos del incremento de la entalpía que experimenta el fluido de trabajo se representa como:

$$\dot{Q}_{u,captador} = \dot{m} \cdot (h_{sal} - h_{ent}) \quad (2.9)$$

donde:

$\dot{Q}_{u,captador}$ – Potencia térmica útil suministrada por el captador

\dot{m} – Flujo másico del fluido de trabajo

h_{ent} – entalpía específica del fluido de trabajo a la entrada del captador

h_{sal} – entalpía específica del fluido de trabajo en la salida del captador

2.5. Rendimiento global de un CCP

Los CCP tienen tres rendimientos diferentes. Uno de ellos es el rendimiento global del CCP ($\eta_{g,captador}$) se calcula como el cociente entre la potencia térmica suministrada por el captador y la potencia radiante que incide sobre la superficie plana de la abertura del captador:

$$\eta_{g,captador} = \frac{\dot{Q}_{u,captador}}{\dot{Q}_{solar}} \rightarrow \eta_g = \frac{\dot{m} \cdot (h_{sal} - h_{ent})}{A_c \cdot I_d \cdot \cos(\theta)} \quad (2.10)$$

El rendimiento global del CCP puede representarse también como el producto del rendimiento óptico con ángulo de incidencia de 0° ($\eta_{opt,0^\circ}$), el rendimiento térmico (η_t) y el modificador de ángulo de incidencia $K(\theta)$, donde:

$$\eta_{opt,0^\circ} = \rho(0^\circ) \cdot \gamma(0^\circ) \cdot \tau(0^\circ) \cdot \alpha(0^\circ) \quad (2.11)$$

El $\eta_{opt,0^\circ}$ es constante y no depende de la radiación solar ni de la temperatura de trabajo del fluido, pero sí depende del grado de ensuciamiento del captador (F_e) ya que ello afecta la reflectividad de los espejos y la transmisividad de la cubierta de vidrio del tubo receptor.

El rendimiento térmico ($\eta_{t,captador}$) considera todas las pérdidas térmicas que tienen lugar en el captador. Este rendimiento es función de la temperatura ambiente y de la temperatura media del absorbedor para un determinado valor de la radiación solar directa, de modo que $\eta_{t,captador} = 1$ cuando la temperatura del absorbedor es igual a la temperatura del cielo.

Junto a estos rendimientos también se agrega el modificador por ángulo de incidencia ($K(\theta)$) que considera todas las pérdidas ópticas y geométricas que tienen lugar en el captador para un ángulo de incidencia $\theta > 0^\circ$.

La relación entre los rendimientos y el modificador de ángulo de incidencia está dada por:

$$\eta_{g,captador} = \eta_{opt,0^\circ} \cdot \eta_{t,captador} \cdot K(\theta) \quad (2.12)$$

El modificador por ángulo de incidencia depende directamente del ángulo de incidencia, siendo $K = 1$ para $\theta = 0^\circ$, y $K = 0$ para $\theta = 90^\circ$; que este valor está caracterizado para cada CCP.

Con todo lo anterior, el cálculo de la potencia térmica útil se puede expresar en función de la irradiancia solar directa que incide sobre el CCP, y de los rendimientos de los captadores antes mencionados y se tiene:

$$\dot{Q}_{u,captador} = \dot{Q}_{solar} \cdot \eta_{g,captador} = A_c \cdot I_d \cdot \cos(\theta) \cdot \eta_{opt,0^\circ} \cdot \eta_{t,captador} \cdot K(\theta) \cdot F_e \quad (2.13)$$

El cálculo del rendimiento global del CCP se puede realizar también mediante el método de Estado Estacionario o la Prueba Cuasi-Dinámica; estos métodos contienen parámetros que involucran las pérdidas térmicas y el factor modificador de ángulo de incidencia del captador. La diferencia entre estos dos métodos está dada por el número de parámetros a utilizar para realizar el cálculo del rendimiento del captador. A medida que se utilizan mayor cantidad de parámetros se puede tener mayor precisión en el cálculo de dicho rendimiento (SP Technical Research Institute of Sweden, 2012).

Para el caso de estado estacionario se tienen dos parámetros para el cálculo del rendimiento del captador, los cuales son a_1 y a_2 , que se relacionan mediante la siguiente ecuación:

$$\eta_{captador} = \eta_0 - a_1 \cdot \frac{T_{mf} - T_a}{G} - a_2 \cdot \frac{(T_{mf} - T_a)^2}{G} \quad (2.14)$$

donde:

η_0 – Rendimiento de cero pérdidas en el captador

a_1 – Coeficiente de pérdida de calor

a_2 – Segundo coeficiente de pérdida de calor

T_{mf} – Temperatura media del fluido

T_a – Temperatura ambiente

G – Radiación solar directa (DNI)

La temperatura media del fluido dentro del tubo absorbedor se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$T_m = \frac{\left(\frac{T_e + T_s}{2}\right) \cdot (h_{ff} - h_{fe}) + T_{fsat} (h_{fsat} - h_{ff})}{(h_{fsat} - h_{fe})} \quad (2.17)$$

donde:

T_e – Temperatura fluido a la entrada del campo solar

T_s – Temperatura del fluido a la salida del campo solar

T_{fsat} – Temperatura del fluido saturado

h_{ff} – Entalpía del fluido en líquido saturado

h_{fe} – Entalpía del fluido a la entrada

h_{fsat} – Entalpía del fluido en vapor saturado

2.6. Generación directa de vapor (GDV) con CCP

La generación directa de vapor en el tubo absorbedor de un CCP es una opción viable para generación de energía eléctrica y calor de proceso. Entre las ventajas de la GDV, en relación a una planta convencional de aceite térmico, se pueden mencionar las siguientes:

- Elimina el riesgo de fugas contaminantes como el de incendio debido al aceite térmico.
- Aumenta la temperatura máxima del ciclo de potencia por encima de 673 K en las centrales eléctricas termosolares con un ciclo Rankine.
- Permite reducir el tamaño del campo solar para una misma capacidad de generación al eliminar el intercambiador de calor aceite/agua se aumenta el rendimiento global de la planta
- Simplifica la configuración de la planta eliminando todos los sistemas auxiliares del circuito de aceite.
- Reduce los costos de operación y mantenimiento, ya que los sistemas basados en aceite térmico requieren una protección anticongelante para temperaturas ambiente bajas.

En el caso de las plantas de generación de electricidad, la reducción que podría alcanzarse en el coste final de electricidad producida es del 30% (Zarza, 2003), lo cual constituye una cifra muy atractiva.

La existencia de flujo bifásico agua líquida/vapor a alta presión en los tubos absorbedores de los CCP conlleva algunos inconvenientes como:

- Necesidad de tuberías, válvulas y accesorios metálicos del campo solar más fuertes, con paredes más gruesas que sean capaces de soportar mayores presiones de trabajo.
- Si no se dispone de elementos de unión aptos para alta presión y temperatura que permitan interconectar los tubos absorbedores de los captadores adyacentes, los tubos absorbedores tienen que instalarse rígidamente y los CCP deben girar alrededor de los tubos absorbedores.
- Debido al flujo bifásico existente en el campo solar y a las diferentes propiedades termodinámicas del agua líquida y del vapor, los sistemas de control necesarios en un sistema de este tipo son más complejos y costosos que los usados en los sistemas HTF (aceite térmico).

2.6.1. Patrones de flujo agua/vapor

Los patrones de flujo son función de las velocidades superficiales del líquido y del vapor en la mezcla de flujo bifásico. Los cuatro principales patrones de flujo bifásico en tubos horizontales son: burbuja, intermitente, anular y estratificado (Bonilla et al., 2013), como se observa en la figura 2.6.

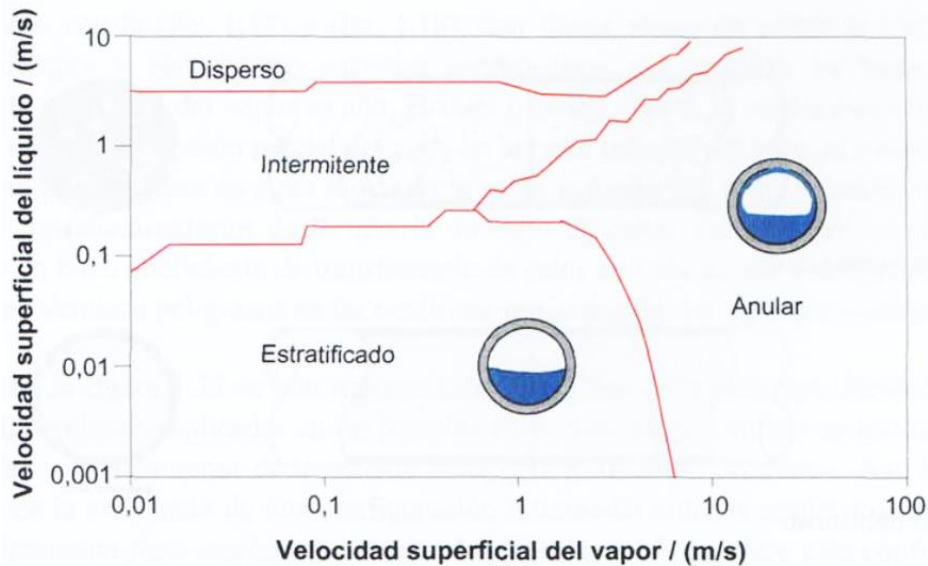


Figura 2. 6. Patrones de flujo que se presentan en el tubo absorbedor de un CCP (Fuente: Bonilla et al., 2013; Zarza, 2003).

También se pueden formar patrones de flujo adicionales o variaciones de los mismos, los más comunes son:

Burbuja: Si las fuerzas cortantes son dominantes cuando las burbujas de vapor aparecen en el fluido, las burbujas tienden a distribuirse homogéneamente. Generalmente, este patrón de flujo es asociado con altas tasas de flujo en tuberías horizontales.

Flujo tapón: Si las burbujas de vapor colisionan, pueden aparecer burbujas más grandes, llamadas Plug. Este patrón está definido por grandes burbujas que fluyen en la mitad superior de la tubería.

Estratificado: A velocidades bajas, las dos fases fluyen separadamente con un borde de interfaz definido, donde el vapor está en la parte superior y el líquido está en el fondo del tubo horizontal debido a la gravedad.

Estratificado ondulado: Si la velocidad del vapor incrementa respecto a la velocidad del líquido, por ejemplo para una mayor evaporación, pueden aparecer ondas en la interfase entre las dos fases.

Intermitente: Incrementando aún más la velocidad del vapor, las ondas de la interfase se hacen más grandes y mojan la parte superior del tubo. Si se analiza una sección de área transversal del tubo, este patrón de flujo puede observarse como ondas intermitentes.

Slug: Cuando las ondas tocan la parte superior del tubo, se forman el flujo slug del líquido. Un flujo slug puede ser empujado por el vapor a alta velocidad a través de la tubería, formando una película líquida.

Anular: A altas velocidades, el flujo slug crea una película líquida alrededor del tubo donde el vapor fluye en medio de la tubería. La película líquida en la parte superior del tubo es más delgada debido a la gravedad. Pueden aparecer gotitas líquidas en el centro gaseoso si las ondas están todavía presentes. Los coeficientes de transferencia de calor convectivo más altos están asociados con este patrón de flujo.

Niebla: Se le llama así porque se encuentran pequeñas gotas líquidas suspendas en el flujo de vapor sobrecalentado, después de que la película líquida se ha secado.

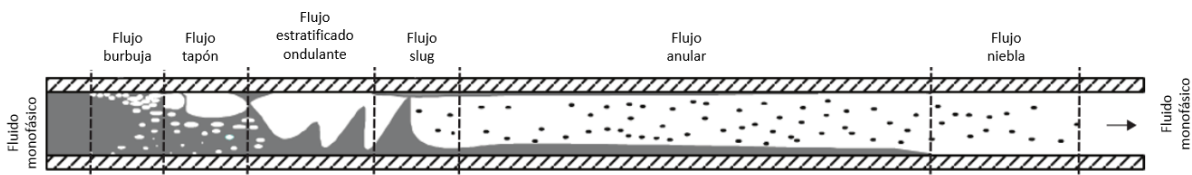


Figura 2. 7. Patrones de flujo bifásico en una tubería horizontal. (Bonilla et al., 2013; Zarza, 2003).

2.6.2. Modelos matemáticos del flujo bifásico

La característica más distintiva de los fluidos bifásicos es la presencia de una interfase donde las propiedades de los fluidos involucrados son discontinuas. Al analizar el flujo en dos fases. Así, un flujo bifásico se considera como un campo que se subdivide en regiones monofásicas con límites móviles entre fases. En teoría, es posible formular un problema de flujo de dos fases en términos de la

variable instantánea local. La formulación instantánea local tiene dos importancias fundamentales que: 1) puede ser usado para el estudio de caída de presión, transferencia de calor, cambio de fase, la dinámica y estabilidad de la interface, y el flujo de calor crítico, 2) es una base fundamental de los modelos de flujo de dos fases macroscópicas que usan varios promedios (Ishii y Hibiki, 2006)

Las ecuaciones gobernantes de conservación de masa, cantidad de movimiento y energía aplicada en un elemento de volumen de control arbitrario en un flujo bifásico se tiene la siguiente ecuación (Lahey y Drew, 1988):

$$\frac{\partial(\rho_k \varphi_k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_k \underline{\varphi}_k \underline{U}_k) = \rho_k \underline{\varphi}_k - \nabla \cdot \underline{J}_k \quad (2.18)$$

Donde: ρ es la densidad, φ es la cantidad a conservar, \underline{J} es el flujo a través de la frontera del volumen de control, \underline{U} vector velocidad, $\underline{\varphi}$ es la fuente de fase por unidad de masa, k denota la fase líquida ($k = l$) y gaseosa ($k = g$).

2.6.3. Ecuación de conservación de masa

Utilizando la ecuación simplificada y aplicando para $\underline{\varphi}_k = 1$, $\underline{J}_k = 0$ y $\underline{\varphi}_k = 0$, se tiene la ecuación de conservación de masa promediada en espacio y tiempo.

$$\frac{\partial(\rho_k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_k \underline{U}_k) = 0 \quad (2.19)$$

2.6.4. Ecuación de conservación de cantidad de movimiento (o Momentum)

Se hace el mismo procedimiento para la ecuación de conservación de cantidad de movimiento sustituyendo a $\underline{\varphi}_k = \underline{U}_k$, $\underline{J}_k = P_k \underline{I} - \underline{\tau}_k$ y $\underline{\varphi}_k = \underline{g}_k$ se tiene

$$\frac{\partial(\rho_k \underline{U}_k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_k \underline{U}_k \underline{U}_k) = -\nabla P_k \underline{I} + \nabla \underline{\tau}_k + \rho_k \underline{g}_k \quad (2.20)$$

2.6.5. Ecuación de conservación de energía

Para la ecuación de conservación de energía tenemos que $\underline{\varphi}_k = e_k - P_k/\rho_k$, $\underline{J}_k = \underline{q}_k'' - (-P_k \underline{I} + \underline{\tau}_k) \cdot \underline{U}_k$ y $\underline{\varphi}_k = \underline{g}_k \underline{U}_k + q_k'''/\rho_k$, entonces se tiene que

$$\frac{\partial[\rho_k(e_k - P_k/\rho_k)]}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_k \underline{U}_k (e_k - P_k/\rho_k)) = -\nabla \cdot [\underline{q}_k'' - (-P_k \underline{I} + \underline{\tau}_k) \cdot \underline{U}_k] + \rho_k (\underline{g}_k \underline{U}_k + q_k'''/\rho_k) \quad (2.21)$$

P_k , $\underline{\tau}_k$, \underline{g}_k , e_k , ρ_k , q_k'' , y q_k''' representan la presión, el tensor de esfuerzos, la fuerza de la gravedad, la energía interna específica, la densidad, el flux de calor y la generación interna volumétrica de la fase, respectivamente.

En la actualidad existen diversos modelos matemáticos para describir el comportamiento de los flujos bifásicos, y en especial para el flujo de agua/vapor. Algunos de estos modelos son:

- Modelo de flujo homogéneo

- Modelo de flujos relativos
- Modelo a dos fluidos

El modelo a dos fluidos. Es el más utilizado puesto que se basa en las seis ecuaciones: dos ecuaciones de continuidad, dos de momentum y dos de energía. Las condiciones de transferencia interfacial para estas ecuaciones acoplan los procesos de transporte de cada fase. Dado que estas nueve ecuaciones básicamente expresan las leyes de conservación, deben ser complementadas por varias ecuaciones constitutivas que especifican difusiones moleculares, transporte turbulento y mecanismos de transferencia interfacial, así como una relación entre las variables de estado termodinámicas.

Ecuaciones de cerradura. Para que las ecuaciones de conservación se satisfagan, debe ser complementada con algunas condiciones interfaciales, las cuales prácticamente son condiciones de equilibrio; además, de algunas relaciones constitutivas, las cuales incluyen modelos para definir los regímenes de flujo y modelos que relacionan los regímenes de flujo para el arrastre en la interfase y cortante en la pared, el coeficiente de masa virtual, la fricción en la pared, la transferencia de calor en la pared, y la transferencia de calor y masa en la interfase. Los regímenes de transferencia de calor son usados y definidos para la transferencia de calor en la pared (Cundapí et al., (2017)).

2.6.3 Técnica numérica de resolución

El modelo termo-hidráulico empleado para el estudio del flujo bifásico agua/vapor se basa en el modelo a dos fluidos unidimensional en estado transitorio del simulador RELAP5 utilizando un esquema semi-implícito.

El esquema de solución numérica semi-implícito se basa en reemplazar el sistema de ecuaciones diferenciales por un sistema de ecuaciones con diferencias finitas parcialmente implícitas en el tiempo. Los términos evaluados implícitamente se identifican a medida que se desarrolla el esquema. En todos los casos, los términos implícitos están formulados para ser lineales en las variables dependientes en el nuevo tiempo. Esto da como resultado una matriz lineal de avance en el tiempo que se resuelve mediante inversión directa usando una rutina de matriz dispersa.

Las ecuaciones de diferencias se basan en el concepto de volumen de control (o celda de malla) en el que la masa y la energía se conservan igualando la acumulación a la tasa de masa y energía a través de los límites del volumen de control (VC) menos la tasa de masa y energía a través del VC más los términos fuente. Este modelo da como resultado la definición de las propiedades medias del volumen de masa y energía y el conocimiento de las velocidades en los límites del volumen. Las velocidades en los límites se definen más convenientemente mediante el uso de volúmenes de control de momento centrados en los límites de cada VC de masa y energía. Este enfoque da como resultado un esquema numérico que tiene una malla espacial escalonada (Information Systems Laboratories, 2001).

2.6.4. Procesos básicos de GDV

La GDV en los tubos absorbedores de los CCP puede llevarse a cabo mediante tres procesos básicos, cada uno de los cuales demanda una configuración diferente del campo solar. Estos tres procesos de GDV básicos son:

- Un solo paso
- Inyección
- Recirculación

Todos estos procesos tienen en común que requieren un campo solar compuesto por largas filas de CCP para llevar a cabo el proceso de GDV completo: precalentamiento de agua, evaporación y sobrecalentamiento del vapor. Cada una de estas tres opciones presenta una serie de ventajas e inconvenientes cuando se comparan entre sí.

En el proceso de un solo paso, toda el agua de alimentación se introduce al inicio de la fila de captadores, de modo que se precalienta, evapora y convierte en vapor sobrecalentado en un proceso sin interrupción, desde la entrada a la salida de la fila. Este proceso presenta mayores retos sobre la controlabilidad del flujo bifásico en el interior de los tubos absorbedores, ya que requiere de un sistema de control muy eficiente que permita mantener constantes la presión y la temperatura del vapor a la salida del campo solar, aunque haya transitorios importantes en la irradiancia solar directa disponible, o cambios en la temperatura del agua de alimentación a la entrada del campo solar.

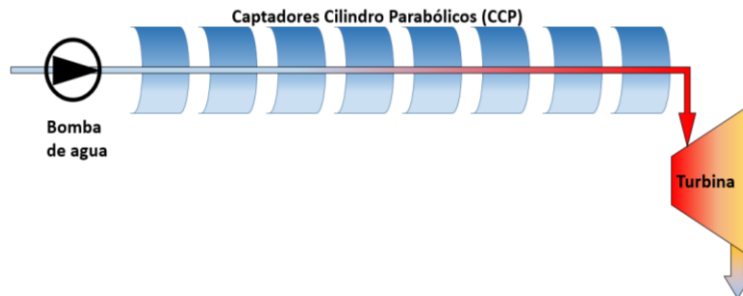


Figura 2. 8. Proceso en un solo paso para la GDV con CCP. (Fuente: Zarza, 2003).

En el proceso de inyección solo una parte del agua de alimentación es introducida al inicio de la fila de captadores, porque el resto se inyecta en pequeñas cantidades a lo largo de la fila de captadores. Con la existencia de diversos inyectores de agua a lo largo de la fila se consigue un excelente controlabilidad del proceso y una buena estabilidad de los parámetros del vapor sobrecalentado producido, incluso con fuertes transitorios de la radiación solar disponible.

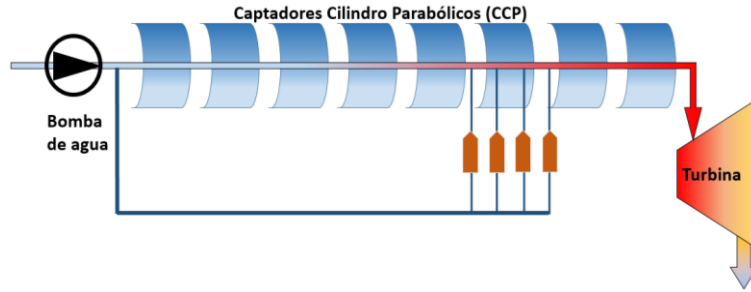


Figura 2. 9. Proceso de inyección para la GDV con CCP. (Fuente: Zarza, 2003).

En el caso del llamado proceso de recirculación se instala un separador agua-vapor situado al final de la zona de evaporación de la fila de captadores. El caudal de agua de alimentación es superior al caudal de vapor sobrecalentado que se desea producir en la fila de captadores, de forma que solo una fracción del agua de alimentación es convertida en vapor conforme circula a través de los captadores de la zona de evaporación. El vapor es separado del agua en el separador, de manera que el agua sobrante es recirculada a la entrada del campo solar por una bomba de recirculación.

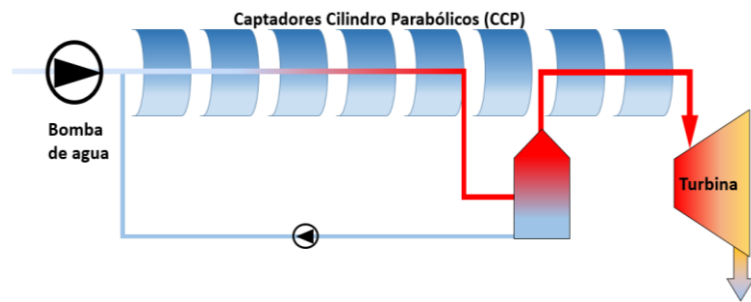


Figura 2. 10. Proceso de recirculación para la GDV con CCP. (Fuente: Zarza, 2003).

2.6.5. Ciclo termodinámico en las Centrales Eléctricas Termosolares

Los ciclos termodinámicos involucran cambios de presión y temperatura en el fluido para generar energía. El ciclo Rankine sigue siendo el proceso estándar para la generación de energía eléctrica. Estas tecnologías suministran fiablemente gran parte de la energía eléctrica del mundo y seguirán haciéndolo en el futuro previsible (Thimsen, 2014). En el ciclo Rankine básico el agua pasa por cuatro estados termodinámicos diferentes los cuales son (ver figura 2.11):

Generación de vapor: Aumentar la energía del fluido a condiciones de vapor saturado o sobrecalentado. Esto se logra con dispositivos como generadores de vapor convencional (caldera) o tecnologías solares de concentración (como los CCP). La energía que se puede obtener de una caldera de vapor es:

$$\dot{Q}_{u,captador} = \dot{m} \cdot (h_3 - h_2) \quad (2.22)$$

donde: \dot{m} – es el flujo másico, h_2 y h_3 son las entalpías de entrada y salida en el campo solar, respectivamente.

Expansión del vapor en una turbina: el vapor se introduce a la turbina para aprovechar su energía, cuando el vapor se expande hace girar el rotor con álabes,

que a su vez está acoplado a un generador eléctrico. La potencia de la turbina se calcula con la siguiente ecuación.

$$\dot{W}_{turb} = \dot{m} \cdot (h_3 - h_4) \quad (2.23)$$

Condensación: Una vez que el vapor sale de la turbina, se introduce a un condensador para convertir la fracción de vapor que sale de la turbina, esto se logra removiendo el calor del vapor en el fluido. La ecuación para calcular la energía en el condensador es:

$$\dot{Q}_{condensador} = \dot{m} \cdot (h_4 - h_1) \quad (2.24)$$

Compresión del fluido: la bomba tiene la función de presurizar el fluido para la recirculación dentro del ciclo Rankine, luego el fluido es enviado al generador de vapor para cerrar el ciclo. La ecuación para el cálculo de la potencia en la bomba es:

$$\dot{W}_{bomb} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) \quad (2.25)$$

Esto se puede observar mejor en una gráfica T-s (Temperatura-entropía) como se muestra en la siguiente figura.

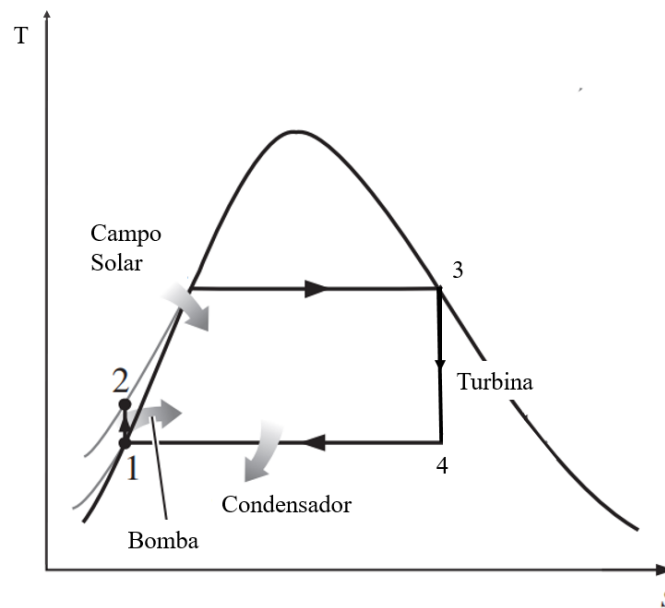


Figura 2. 11. Diagrama T-s del ciclo Rankine.

Para tener mejor aprovechamiento de la energía térmica, en el sistema del ciclo Rankine se recalienta el vapor a la salida de los CCP, y se conduce a una turbina de menor presión. A este ciclo se le conoce como Rankine con recalentamiento intermedio (Cebrecos, S., 2012.; Sandá, A., 2015).

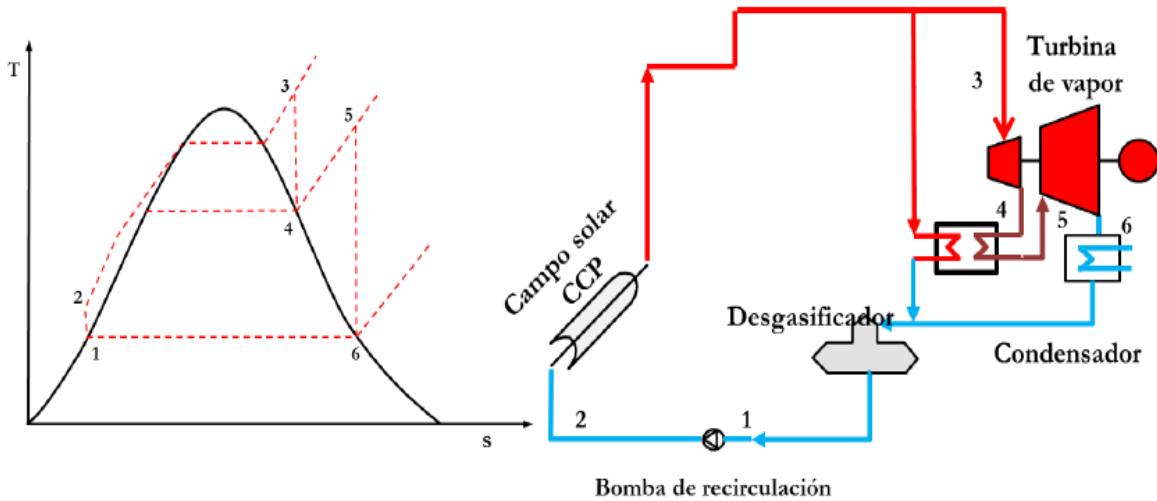


Figura 2. 12. Diagrama T-s del ciclo Rankine con recalentamiento.

Para los sistemas híbridos y en particular para un sistema solar-biomasa, el campo solar concentra la radiación que recibe en el área de apertura de dicho campo solar, los rayos concentrados dan como resultado una alta temperatura del receptor que se utiliza para calentar el agua y así tener la GDV. Luego, el vapor sobrecalentado se alimenta a la turbina de vapor para la generación de electricidad (Zhang et al., 2016). Por otro lado, la energía aportada por el biogás se aprovecha en una caldera. Cuando se analiza el CS dentro del ciclo Rankine, se calcula el rendimiento térmico y el rendimiento global del ciclo con las siguientes ecuaciones:

$$\eta_{t,ciclo} = 1 - \frac{\dot{Q}_{condensador}}{\dot{Q}_{u,captador}} \quad (2.26)$$

Y

$$\eta_{G,ciclo} = \frac{\dot{W}_{e,neto}}{\dot{Q}_{solar}} = \frac{\dot{W}_{e,gen} - \dot{W}_B}{\dot{Q}_{solar}} \quad (2.27)$$

donde:

$\eta_{t,ciclo}$ – Rendimiento térmico del ciclo

$\eta_{G,ciclo}$ – Rendimiento global del ciclo

$\dot{W}_{e,neto}$ – Potencia eléctrica neta

$\dot{W}_{e,gen}$ – Potencia eléctrica generada

\dot{W}_B – Potencia de la bomba

La fuente de energía para este ciclo es la energía del sol (\dot{Q}_{solar}) que se aprovecha con los CCP ($\dot{Q}_{u,captador}$), y puede ser sustituido por otras fuentes de energía ya sea de fuente convencional (carbón, gas natural, gasóleo, etc.) o de fuentes renovables como el biogás, como se verá en la siguiente sección.

CAPÍTULO 3. PRODUCCIÓN DE BIOGÁS

En este capítulo se presenta el proceso de obtención de biogás a partir de la biomasa. De igual forma se presentan las características del biogás obtenido así como su aprovechamiento para la generación de energía eléctrica.

3.1. Biomasa

La biomasa es el tipo de energía renovable que relaciona a la materia orgánica (también conocido como sustrato) que se obtiene a partir de plantas, cultivos y desechos ya sea de animales o urbanos, que tienen la cualidad de descomposición para la producción de biogás mediante el proceso de digestión anaeróbica.

Una clasificación de la biomasa puede realizarse a partir del fuente de obtención (Weber et al., 2012), como lo son:

- Cultivos energéticos.
- Residuos agrícolas.
- Residuos orgánicos secundarios derivados de procesos industriales.
- Desechos sólidos.
- Aguas residuales.

Cada tipo de biomasa tiene diferentes características (físicas y químicas) el cual influye en la reacción de descomposición y producción de biogás, como por ejemplo, los cultivos energéticos cuentan con mayores nutrientes que pueden generar mayor cantidad y calidad de biogás respecto a residuos orgánicos secundarios.

La gran mayoría de los cultivos energéticos se encuentran dentro del consumo humano el cual podría representar una desventaja dado que puede competir con la alimentación, además que podría encarecer la producción de biogás como producto final. Sin embargo en los últimos años ha aumentado el uso de diversos cultivos dedicados específicamente a la producción de biogás como los son los diferentes tipos de maíz híbrido.

Lo anterior coloca a los residuos agrícolas como la mejor opción para la producción de biogás en poblaciones rurales, dado que el excedente de biomasa que se produce puede ser aprovechado para la producción de energía y además al ser combinados con diferentes sustratos mejoran la producción de biogás.

3.2. Proceso de obtención de biogás

La digestión anaeróbica es el proceso de descomposición de la biomasa a causa de ausencia de oxígeno, lo que propicia un ambiente adecuado para bacterias anaerobias con la finalidad de producir el biogás.

El sustrato o sustratos se agregan a un biodigestor con gran cantidad de agua para llevar a cabo la descomposición. La reacción de descomposición de la biomasa se presenta en fases, las cuales son:

- Hidrólisis
- Acidogénesis
- Acetogénesis
- Metanogénesis

Cada fase tiene características de formación de nuevos materiales a causa de reacciones biológicas provocada por los microorganismos y además pueden ocurrir de forma simultánea y secuencial (Weber et al., 2012), como se observa en la Figura 3.1.

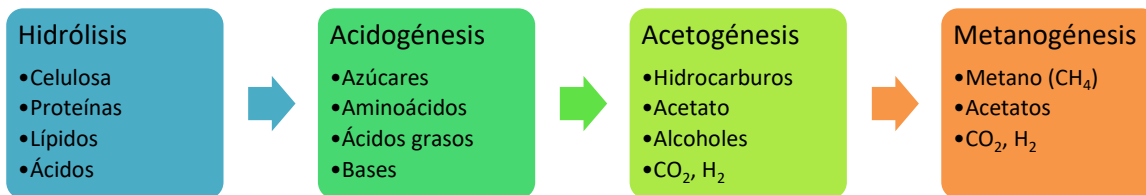


Figura 3. 1. Fase de la digestión anaeróbica para la obtención de biogás (elaboración propia a partir de Weber et al., 2012).

A fin de llevar a cabo la digestión anaeróbica correctamente se deben tomar en cuenta varios factores, tales como:

Biodigestor hermético. Es importante que el biodigestor esté completamente cerrado y evitar el contacto con el ambiente exterior, y así las bacterias anaeróbicas puedan continuar con su labor de descomposición de la materia orgánica, además de que se puedan prevenir fugas de biogás y biomasa.

Selección de biomasa. La selección de la biomasa está basada principalmente en su disponibilidad. Otro aspecto a tomar en cuenta es la cantidad de nutrientes que contenga para la producción de biogás. Si en determinada región existen diferentes tipos de biomasa, pueden combinarse para mejorar el proceso de digestión anaeróbica.

Masa Seca (MS). La biomasa está compuesta por varios nutrientes que a su vez se presentan de forma sólida y líquida (grado de humedad), donde la MS se refiere a la cantidad de materia sólida que contiene a la biomasa.

Masa Volátil (MV). Dentro de la MS se encuentra una proporción de materia orgánica que se convierte al final de cuentas en biogás. Se suele utilizar a la MV para determinar la producción específica de biogás en la biomasa.

Tiempo de Retención Hidráulica (THR). Es el tiempo en el que la biomasa está dentro del biodigestor para completar las etapas de descomposición de la materia orgánica y tener como producto final el biogás.

Temperatura de proceso. La digestión anaeróbica puede llevarse a cabo para tres rangos de temperatura de proceso y son:

- Psicrófilo (por debajo de 25°)
- Mesófilo (de 25 a 45°C)
- Termófilo (de 45 a 60°C)

La gran mayoría de biodigestores utilizados en la actualidad operan en un rango de temperaturas mesófilo, demostrando una óptima digestión de la biomasa. Existe una relación muy fuerte entre la temperatura de proceso, el TRH y la producción de biogás (ver Figura 3.2.), en el cual a medida que la temperatura aumenta también lo hace la producción de biogás y podría representar menor TRH, no obstante, alcanzar la temperatura de proceso termófilo requiere de un sistema de calefacción interno que puede aumentar en el costo en la producción de biogás.

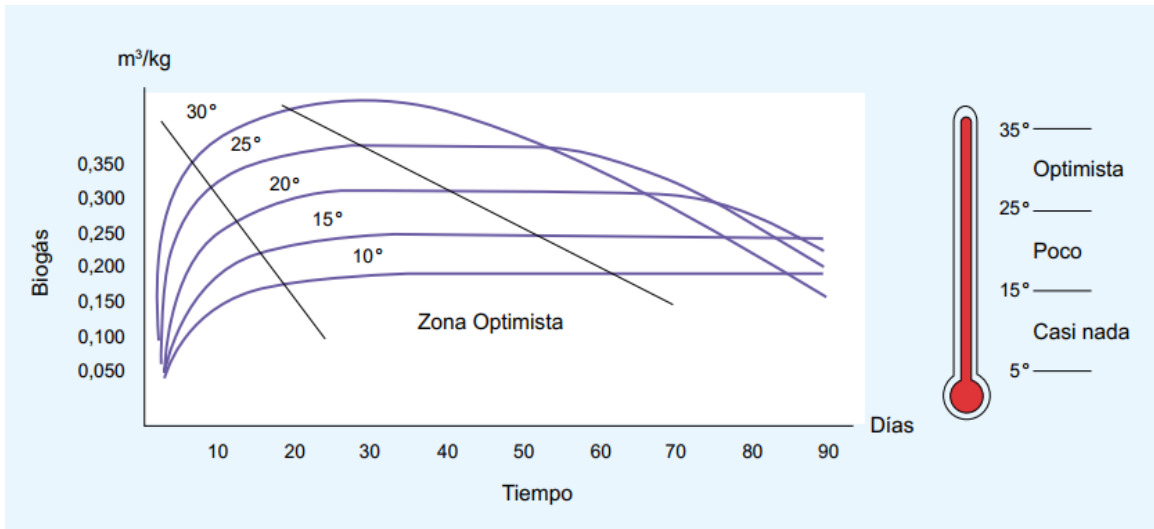


Figura 3. 2. Producción de biogás a diferentes temperaturas (Varnero y Homer, 2017).

Carga Orgánica Volumétrica. Se relaciona a la cantidad de materia orgánica que se agrega al biodigestor en relación al volumen del biodigestor.

Acidez. El nivel de acidez óptimo para la degradación de la biomasa se encuentra en el rango de neutralidad, con un pH de 6.5 a 7.5.

Adicionalmente el porcentaje de degradación toma en cuenta los factores anteriores para tener la mayor producción de biogás. La producción de biogás en principio no es constante ya que en los primeros días se tiene una mayor producción que después va disminuyendo.

En ocasiones cuando la biomasa tiene un aspecto rígido y de gran tamaño es necesario un tratamiento previo a su incorporación al biodigestor, que consiste triturar la biomasa para tener una mezcla homogénea con agua, y así conseguir una mejor degradación. La cantidad de sólidos totales dentro del biodigestor puede variar entre un 3 y 10% que permita tener una buena mezcla y concentración de sólidos (Weber et al., 2012).

3.3. Rendimiento de biogás para diferentes tipos de biomasa

La cantidad de biogás que se producen se suelen expresar en m³/kg MV (metros cúbicos por kilogramo de MV), m³/kg DQO (metros cúbicos por kilogramo de Demanda Química de Oxígeno) o en l/kg MS (litros por kilogramo de MS). La producción de biogás es diferente para cada tipo de biomasa debido a sus características físico-químicas, además de las condiciones apropiadas en la producción de dicho biogás.

Determinar la producción de biogás de forma teórica es un proceso muy complejo debido a la cantidad de nutrientes que contiene la biomasa, y otra manera de poder determinar dicha producción es a través de pruebas experimentales en laboratorios, no obstante este procedimiento tiene la desventaja de que el análisis se realiza de forma específica con ambientes controlados lo cual puede variar al llevarlos a la práctica a gran escala. En la Tabla 3.1. se muestra el rendimiento de biogás de diversos sustratos:

Tabla 3. 1. Contenido de MS, MV, biogás y metano de diferentes tipos de biomasa (Fuente Moncayo, 2013; Weber et al, 2012).

| Sustrato | MS | MV | Biogás | Metano |
|----------------------------|----------|----------|-------------------------|--|
| | [%] | [% MS] | [m ³ /kg MV] | [% de m ³ CH ₄ /m ³ biogás] |
| Aguas de frutas | 2 - 3 | 95 | 0.30 - 0.65 | 58 - 65 |
| Cáscaras de papas | 11 | 94 | 0.15 - 0.20 | 55 |
| Desechos de mercados | 5 - 20 | 80 - 90 | 0.40 - 0.60 | 60 - 65 |
| Cortes de jardines | 12 | 83 - 92 | 0.55 - 0.68 | 55 - 65 |
| Estiércol de ganado bovino | 7.5 - 13 | 6.4 - 10 | 0.17 - 0.63 | 53 - 62 |
| Ensilado de pasto | 27 - 57 | 25 - 46 | 0.21 - 0.7 | 52 - 56 |
| Ensilado de maíz | 25 - 37 | 24 - 36 | 0.30 - 1.13 | 47 - 69 |
| Pasto Sudán | 33 - 46 | 14 - 36 | 0.33 - 0.38 | 54 - 62 |

En países de Europa realizan la producción de biogás a partir de la biomasa de diferentes tipos de maíz híbrido de forma experimental. De esta forma se puede observar la producción de biogás y los gases que lo componen (CH₄, CO₂ y O₂) con respecto al tiempo de retención. Esta producción de biogás se puede observar en la siguiente figura.

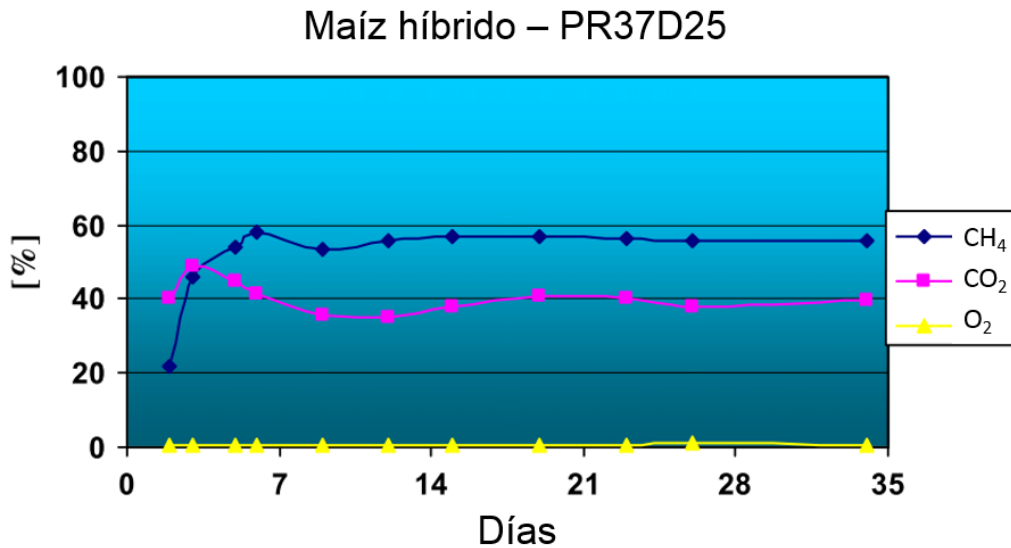


Figura 3. 3. Valores de CH₄, CO₂ y O₂ en la producción de biogás con biomasa de maíz híbrido (Oslaj et al., 2010).

3.3.1. Características del biogás

El biogás es el producto final de la degradación de biomasa mediante el proceso de digestión anaeróbica, el cual contiene diversos gases que en su gran mayoría está compuesto de metano lo que la da al biogás la característica de biocombustible. Además contiene otros gases que se forman por las diversas etapas de degradación

como lo es el Dióxido de Carbono (CO₂), Hidrógeno (H₂) y Oxígeno (O). La proporción de estos gases presentes en el biogás puede variar, aunque generalmente se encuentran en los rangos mostrados en la tabla 2.

Tabla 3. 2. Composición del biogás.

| Componentes | Contenido [%] |
|---|---------------|
| Metano (CH ₄) | 60 – 70 |
| Dióxido de carbono (CO ₂) | 30 – 40 |
| Hidrógeno (H) | 5 – 10 |
| Nitrógeno (N) | 1 – 2 |
| Oxígeno (O) | 0.1 |
| Sulfuro de hidrógeno (H ₂ S) | 0.1 – 2 |
| Saturación con vapor de agua (H ₂ O) | 80 – 100 |

Otras características que tiene el biogás son:

- Menor densidad que el aire.
- Temperatura de combustión (Temperatura a la que se quema el biogás). Se encuentra en el orden de 700 °C en promedio.
- La velocidad de encendido es de 0.25 m/s.
- Debido al contenido de CO₂ que el biogás contiene puede quemarse con una mezcla de oxígeno de entre 6 a 12%.

La comparación del biogás con otros gases combustibles se muestra en la Tabla 3.3. Dado a las características del biogás puede presentar también factores de riesgo como los gases convencionales, por consiguiente el manejo del biogás se debe realizar con debida precaución.

Tabla 3. 3. Características del biogás comparado con diferentes combustibles (Weber et al., 2012).

| | Biogás | Gas natural | Propano | Hidrógeno |
|---|-------------|-------------|------------|-----------|
| Densidad (relación gas/aire) [kg/m ³] | 0.85 – 1.06 | 0.54 | 1.51 | 0.07 |
| Temperatura de combustión [°C] | 700 | 650 | 470 | 585 |
| Velocidad de encendido [m/s] | 0.25 | 0.36 | 0.42 | 0.43 |
| Rango explosivo [% de volumen] | 6.0 – 22.0 | 4.4 – 15.0 | 1.7 – 11.0 | 4.0 -77.0 |

3.3.2. Acondicionamiento del biogás

Un alto contenido de metano en el biogás propicia a tener mayor calidad del mismo, y la existencia de diversos gases provoca que la calidad también disminuya. Para los casos en que el biogás contiene menor cantidad de biogás y/o sustancia que puedan dañar a los equipos (como el ácido sulfhídrico), es posible emplear un tratamiento previo a su utilización que consiste en:

- Reducción de gases no combustibles como el CO₂.
- Purificación del biogás eliminando ácido sulfhídrico y vapor de agua.
- Calibración y control de presión.

Al realizar dichos tratamientos se puede obtener mayor calidad en el biogás y propicia a que el poder calorífico aumente y por consiguiente mejor aprovechamiento del biogás. Aunque para la mayoría de los casos el acondicionamiento del biogás es opcional a causa de los equipos necesarios para la purificación, que en ocasiones no es tan significativo dicho tratamiento.

3.4. Biodigestores

Son en la gran mayoría tanques cerrados con el propósito de aislar la biomasa con el medio ambiente circundante y propiciar condiciones de digestión anaeróbica. La existencia de diversos tipos de biodigestores se deriva a la disponibilidad y tratamiento de la biomasa, como se muestra en la figura 3.4.

Entre los principales tipos de biodigestores se encuentran:

Biodigestor discontinuos o a régimen de Batch. Tienen la particularidad de que la biomasa se agrega una sola vez al biodigestor, conocidas también como cargas en lote. La permanencia de la biomasa corresponde al THR seleccionado, transcurrido ese tiempo se descarga completamente la biomasa y termina un ciclo de producción de biogás. La ventaja de este tipo de biodigestores se debe a que requiere menor atención pues no se agrega ni se extrae biomasa durante el proceso de degradación, y como desventaja se tiene que la producción de biogás no se mantiene constante.

Biodigestor de régimen Semi-continuo. A diferencia de los biodigestores Batch, la biomasa se carga a diario, de la misma manera para la descarga. De ese modo se puede tener una producción de biogás de forma continua.

Biodigestor de régimen Continuo. Este tipo de biodigestor se realiza de forma continua a lo largo del día, por ejemplo 3 veces al día cada 8 horas. Cuenta también con agitadores para mantener una mejor homogenización de la biomasa y concentración de sólidos. Este tipo de biodigestor es apropiado para la aplicación en el tratamiento de aguas residuales. La ventaja de este tipo de biodigestor se presenta en un mejor control de degradación debido a la forma en que se agrega la biomasa.

Biodigestor Continuamente Agitado (CSTR, por sus siglas en inglés). Este tipo de biodigestor es una forma optimizada de los biodigestor continuo y semi-continuo, ya que se caracteriza por tener mayor control en la concentración de sólidos, el cual cuenta con sofisticados agitadores. Con ello se puede reducir el TRH a causa de la fácil digestión de la biomasa.

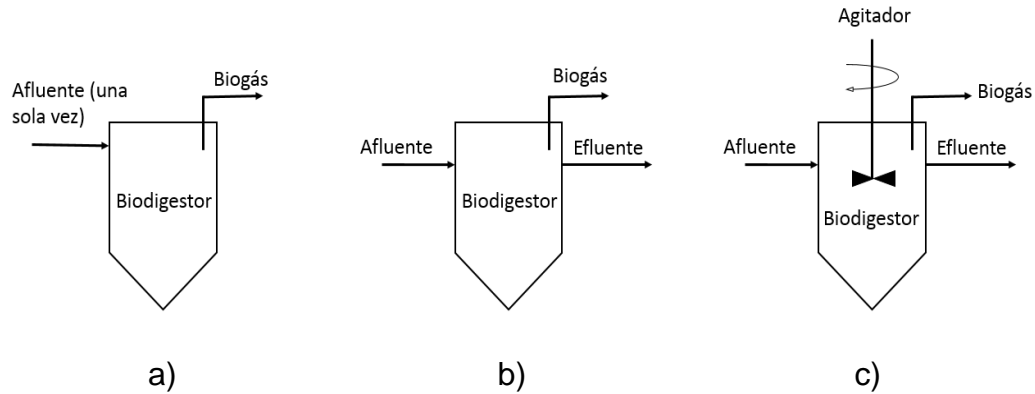


Figura 3. 4. Biodigestor: a) régimen de batch, b) semicontinuo y c) continuo y CSTR (elaboración propia a partir de Moncayo, 2013).

3.4.2. Volumen de los biodigestores

El dimensionamiento del biodigestor requiere de la adecuada selección de biomasa, el TRH, la temperatura de proceso. La biomasa junto a sus características físico-químicas y producción específica de biogás son indispensables para el cálculo del volumen del biodigestor y la cantidad de biogás a producir.

En la figura 3.5 se muestra un esquema de los parámetros básicos que involucra el diseño del biodigestor.

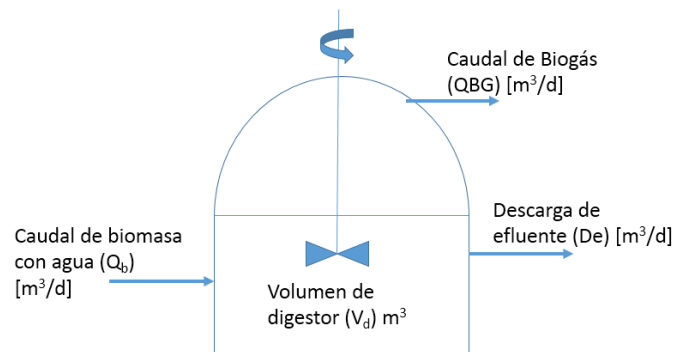


Figura 3. 5. Esquema para el diseño del biodigestor (elaboración propia a partir de Moncayo, 2013).

La cantidad de biomasa que se agrega al biodigestor con agua para dilución ($\dot{v}_{Afluente}$) [m³/d] se calcula con:

$$\dot{v}_{Afluente} = \frac{\dot{v}_{biomasa} \cdot \%MS}{\%D} \quad (3.1)$$

MS – porcentaje de masa seca [%]

D – porcentaje de dilución [%]

$\dot{v}_{biomasa}$ – Flujo Volumétrico de biomasa [m^3/d]:

La cantidad de agua para la mezcla es:

$$\dot{v}_{agua} = \dot{v}_{Afluyente} - \dot{v}_{biomasa} \quad (3.2)$$

Entonces el volumen del biodigestor (V_{BD}) se puede calcular con la siguiente relación:

$$V_{BD} = \dot{v}_{Afluyente} \cdot TRH \quad (3.3)$$

Carga orgánica Volumétrica [kg/m^3 biodigestor]:

$$COV = MV/V_{BD} \quad (3.4)$$

donde:

TRH – Tiempo de Retención Hidráulica. Este valor se encuentra en valores de entre 30 y 40 días.

MV – porcentaje de masa volátil (en términos del peso específico de la biomasa) [kg/m^3]

Para algunos tipos de biodigestores (como los de membrana), el volumen total de biodigestor comprende el volumen útil más y un porcentaje de seguridad (borde libre). A partir del cálculo del volumen del biodigestor, se calcula la cantidad de materia orgánica que puede convertirse en biogás, a partir de la concentración de MV y porcentaje de degradación.

$$MV = \dot{v}_{biomasa} * \frac{\% MS}{\text{Porcentaje de MS}} * \frac{\% MV}{\text{Porcentaje de MV}} \quad (3.5)$$

3.4.3. Tanques de almacenamiento de biogás

A consecuencia de que la producción de biogás se presenta de forma continua a lo largo del día; excepto para el biodigestor Batch, se debe contemplar un tanque de almacenamiento de biogás, cuando el consumo de biogás no es de forma continua. El tamaño del tanque de almacenamiento se puede calcular en base a la cantidad de biogás que se puede acumular conforme a la relación de producción-consumo a lo largo del día. Para algunos tipos de biodigestores (como el de membrana) pueden almacenar biogás en cortos periodos de tiempo.

3.5. Aprovechamiento de biogás

La energía aprovechable en el biogás está determinado por la cantidad de metano que contiene. Esto se debe a que el metano es el único material combustible presente en el biogás.

3.5.1. Aprovechamiento energético del biogás

La energía que se puede obtener con el biogás está en el orden de los 6.25 kWh/ Nm^3 (El término Nm^3 , se refiere unidades de volumen normalizadas a 101.3 kPa y 15°C) y con ello se puede utilizar como combustible en la producción de calor y/o energía eléctrica. Las alternativas de aprovechamiento del biogás más comunes son:

- Combustión directa para producir calor
- Motores de combustión interna
- Eléctrica y con/sin recuperación de calor
- Turbinas de gas
- Vehículos motorizados

El aprovechamiento del biogás se puede dar mediante la combustión que es el conjunto de reacciones químicas que se producen a una determinada temperatura de las mezclas de un material combustible con un material comburente. Ocurre cuando los elementos químicos activos del combustible contenido en la mezcla se oxidan violentamente, liberando grandes cantidades de energía en forma de calor y luz. Se suelen emplear una diversidad de materiales combustibles y en particular los gaseosos como el gas natural, acetileno, butano y biogás de diferentes tipos de biomasa, entre otras.

3.5.2. Generación de energía eléctrica con biogás

La generación de electricidad se realiza a través de dispositivos diseñados y/o adaptados para consumir el biogás como combustible y que en dicho dispositivo también tiene un generador eléctrico.

En la actualidad existen diferentes tipos y tipos de micro turbinas de gas que aprovechan con el biogás como combustible para la producción de energía eléctrica con eficiencias que están en el orden del 35%. La aplicación de la electricidad puede realizarse para consumo propio y para una red de viviendas.

3.5.3. Aprovechamiento de biogás en calderas

El biogás se puede utilizar como combustible en calderas para generar energía en forma de calor al evaporar un fluido (como por ejemplo el agua). Esta producción de vapor depende del grado de la eficiencia de la caldera para aprovechar el biogás. Generalmente el grado de eficiencia energética está en el orden del 75%. Hay calderas de última generación con diversos dispositivos como economizador, recalentador, recuperadores de calor, etc., que aumentan la eficiencia de la caldera hasta un 92%.

3.5.3.1. Combustibles para las calderas

El análisis de la caldera requiere del conocimiento del tipo de combustible que puede aprovechar. En los combustibles líquidos y gaseosos se encuentran combinados el carbono y el hidrógeno en una gran variedad de cadenas conocidas como hidrocarburos. La ventaja de los combustibles gaseosos es que se mezclan con facilidad con los comburentes.

La cantidad de calor que puede proporcionar un material combustible recibe el nombre de poder calorífico. A los combustibles generalmente se les determina un poder calorífico superior (PCS) y un poder calorífico inferior (PCI). Existen varias formas de conocer el valor del Poder Calorífico, una de ellas es determinar la composición química y determinar la cantidad de energía por cada elemento.

Aunque el procedimiento para determinar el Poder Calorífico no es sencillo, en la actualidad existen algunas relaciones para diferentes combustibles que si es

conocida la composición es más fácil determinarlo. En el caso del biogás se puede determinar el *PCI* mediante la siguiente relación:

$$PCI = \% CH_4 \cdot 35,880/100 [kJ/Nm^3] \quad (3.6)$$

Si se desea calcular el *PCI* se debe tener conocimiento del porcentaje de metano (CH_4) que contiene el biogás. En la Tabla 3.4 se presenta una comparación de las características de energía del biogás respecto al gas natural.

Tabla 3. 4. Características de biogás comparado con el gas natural (Weber et al., 2012).

| | Biogás (Biodigestor) | Gas natural |
|---|---------------------------------|--------------------|
| Poder calorífico Inferior [kWh/m³] | 5.0 - 7.5 | 9.3 - 10.8 |
| Metano [m³CH₄/100 m³] | 45 - 75 | 84 - 98 |
| Dióxido de Carbono [m³CO₂/100 m³] | 25 - 55 | <2 |
| Nitrógeno [m³N₂/100 m³] | <5 | <10 |
| Oxígeno [m³O₂/100 m³] | <2 | <3 |
| Requerimiento teórico de aire para combustión | 6.6 | 9.5 |

3.5.3.2. Clasificación de las calderas

Se pueden clasificar las calderas de acuerdo al paso del fluido de trabajo a través de los tubos de intercambio (Uceda, 2012).

- Calderas acuotubulares

Son aquellas en las que el fluido de trabajo se desplaza por el interior de los tubos durante su calentamiento y los gases de combustión circulan por el exterior de los mismos. Por su diseño constructivo tienen un bajo volumen de agua.

- Calderas pirotubulares

Son aquellas calderas en las que los gases de combustión circulan por el interior de los tubos y el líquido se encuentra en un recipiente atravesado por dichos tubos. Tienen un gran volumen de agua y dicho volumen permite adaptarse mejor a las variaciones de la instalación.

Las calderas pirotubulares se clasifican en función de la disposición del haz tubular:

- Calderas horizontales: el haz tubular está dispuesto de la parte delantera a la trasera de la caldera
- Calderas verticales: el haz tubular está dispuesto de la parte inferior a la parte superior de la caldera
- Calderas de dos pasos de gases: Se distinguen dos vías de paso autónomas de circulación de los productos de combustión. Se puede diferenciar una cámara cilíndrica de combustión denominada hogar, localizada en la parte inferior de la caldera y rodeada por una pared posterior totalmente refrigerada por agua.

- Calderas de tres pasos de gases: Se distinguen tres vías de paso autónomas de sentido único de circulación de los productos de combustión. Se puede diferenciar una cámara cilíndrica de combustión denominada hogar. Los gases de combustión producidos por el quemador en la parte posterior de la cámara de combustión fluyen a través de los tubos de humos en el segundo paso de humos. Seguidamente los gases de combustión de la caldera cambian de dirección en la parte frontal de la caldera, pasando a través de tubos en el tercer paso de humos, hacia el conducto de expulsión de gases, por el que se evacúa al exterior.

Otra clasificación en calderas es en base a su tecnología.

- Calderas de agua caliente.

Las calderas de agua caliente son aquellas en las que el fluido caloportador es el agua y tiene una temperatura máxima de servicio inferior a 100 °C. Este tipo de calderas puede ser acuotubulares o pirotubulares.

- Calderas de agua sobrecalentada.

Son aquellas en las que el fluido caloportador es el agua y tienen una temperatura máxima de servicio superior a 110°C. Pueden ser acuotubulares o pirotubulares.

- Calderas de fluido térmico.

Las calderas de fluido térmico son aquellas en las que el fluido caloportador es distinto al agua. Este tipo de calderas pueden ser únicamente acuotubulares.

- Calderas de vapor

Son aquellas en las que el fluido de trabajo es vapor de agua. Estos tipos de calderas pueden ser acuotubulares o pirotubulares.



Figura 3. 6. Clasificación de las calderas (elaboración propia a partir de Uceda, 2012).

3.6. Análisis de la energía aprovechable en la caldera

Los gases calientes que provienen de la combustión de los gases combustibles (como el biogás) ceden una porción de su calor a las superficies de la calefacción de la caldera y esta la transmite al líquido sub-enfriado que contiene hasta alcanzar

su temperatura de ebullición y/o de saturación durante la cual el líquido se convierte en vapor y abandona la caldera.

La eficiencia de una caldera se define como la relación que existe entre la energía aprovechada y la energía disponible o liberada del biogás. Entonces la eficiencia de la caldera puede representarse con la siguiente ecuación:

$$\eta_{caldera} = \frac{\dot{Q}_{u,caldera}}{\dot{Q}_{comb}} \quad (3.7)$$

y

$$\dot{Q}_{u,caldera} = \dot{m} \cdot (h_{sal} - h_{ent}) \quad (3.8)$$

$$\dot{Q}_{comb} = \dot{v}_{biogas} \cdot PCI \quad (3.9)$$

donde:

$\dot{Q}_{u,caldera}$ - Energía útil (energía aprovechada)

\dot{Q}_{comb} - Energía liberada del combustible (biogás) en la caldera

\dot{m} - flujo másico agua-vapor

h_{ent} - Entalpía del agua-vapor a la entrada de la caldera

h_{sal} - Entalpía del agua-vapor a la salida de la caldera

P. C. I. - Poder calorífico Inferior del biogás

$\dot{v}_{biogás}$ - Flujo volumétrico de biogás. Se suele utilizar el flujo volumétrico para conocer la cantidad de biogás que se requiere, además de que el *P. C. I.* de biogás tiene unidades de volumen [kJ/m³].

Con la energía real aprovechada ($\dot{Q}_{u,caldera}$) se determinará la cantidad de biogás que se requiere para el sistema en un ciclo Rankine. El rendimiento térmico y total del ciclo utilizando el sistema de biogás se calcula con las siguientes ecuaciones:

$$\eta_{t,ciclo} = 1 - \frac{\dot{Q}_{condensador}}{\dot{Q}_{u,caldera}} \quad (3.10)$$

Y

$$\eta_{G,ciclo} = \frac{\dot{W}_{e,neta}}{\dot{Q}_{comb}} = \frac{\dot{W}_{e,gen} - \dot{W}_B}{\dot{Q}_{comb}} \quad (3.11)$$

donde:

$\eta_{t,ciclo}$ - Rendimiento térmico del ciclo

$\eta_{G,ciclo}$ - Rendimiento global del ciclo

\dot{W}_B - Potencia de la bomba

$\dot{W}_{e,neta}$ - Potencia eléctrica neta

$\dot{W}_{e,gen}$ - Potencia eléctrica generada

CAPÍTULO 4. DISEÑO DEL SISTEMA HÍBRIDO SOLAR-BIOMASA

En este capítulo se plantea el diseño del sistema híbrido, acotando las condiciones de operación de los sistemas en base a los componentes utilizados a la energía eléctrica requerida.

4.1. Metodología general

La metodología general empleada en este trabajo para el diseño del SH consta de cuatro puntos, los cuales son:

- Selección del escenario en base a poblaciones con poca disponibilidad de energía eléctrica, buen recurso solar y de clima seco, para determinar los parámetros de punto de diseño para el CCP.
- Diseño del CS acoplado a un ciclo Rankine para la generación de energía eléctrica, seleccionando sus componentes existentes en el mercado y determinar condiciones de operación.
- Diseño del biodigestor para la generación de biogás para la producción de vapor en una caldera a condiciones del CS.
- Acoplamiento del SH y análisis.

Esta metodología se puede observar en la Figura 4.1. Más adelante se analizan a detalle los puntos antes mencionados conforme fueron enmarcados.

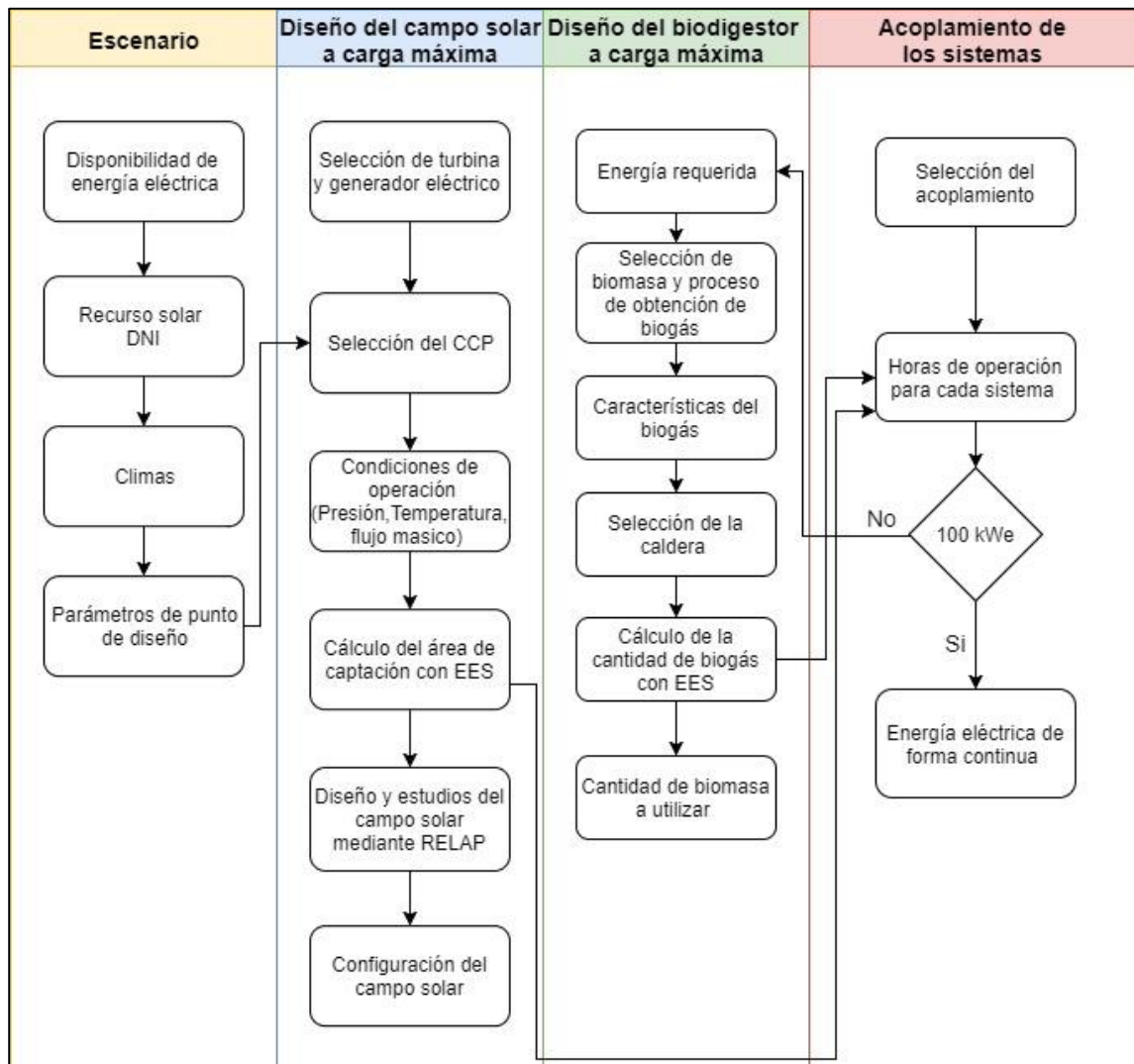


Figura 4. 1. Diagrama de flujo para el diseño del SH.

4.2. Selección del escenario

En la selección del escenario se consideraron los siguientes puntos:

- Selección de las localidades con poca disponibilidad de energía eléctrica en México.
- Selección de las localidades con clima seco.
- Análisis de radiación solar directa en la localidad seleccionada para condiciones de verano.
- Determinación de los parámetros de punto de diseño.

4.2.1. Selección de localidades con poca disponibilidad de energía eléctrica en México

De acuerdo con datos del INEGI (2015), los estados con mayor número de viviendas que no cuentan con energía eléctrica son los que se muestran en tabla 4.1.

Tabla 4. 1 Entidades con mayor número de viviendas que no disponen de energía eléctrica (Fuente: INEGI, 2015).

| Entidad federativa | Total de viviendas | N.D. | % N.D. |
|--------------------|--------------------|--------|--------|
| Nayarit | 332,279 | 6,876 | 2.07 |
| Durango | 455,860 | 10,105 | 2.22 |
| Chihuahua | 1'033,216 | 16,604 | 1.61 |
| San Luis Potosí | 709,959 | 17,827 | 2.51 |
| Guerrero | 894,621 | 22,183 | 2.48 |
| Chiapas | 1'238,565 | 28,838 | 2.33 |
| Oaxaca | 1'042,941 | 32,432 | 3.11 |

(N.D. = Número de viviendas que no disponen de energía eléctrica)
 %N.D. = Porcentaje de número de viviendas que no disponen de energía eléctrica)

Guerrero, Chiapas y Oaxaca son los estados con mayor número de viviendas que no disponen de energía eléctrica, siendo Oaxaca el que tiene mayor porcentaje en relación al número total de viviendas.

4.2.2. Determinación en base al tipo de clima.

En la siguiente sección se hace un análisis sobre cuáles estados son adecuados para la instalación del SH en base al tipo de clima. México es un país con diversos tipos de climas que se pueden dividir en cuatro grupos principales que son: cálido, seco, templado y frío (Ver figura 4.2). De entre ellos el clima seco es escenario apropiado para la instalación de un CS, puesto que la humedad del aire es menor de tal modo que no afecta tanto a la Irradiación Solar Directa (DNI, por sus siglas en inglés).

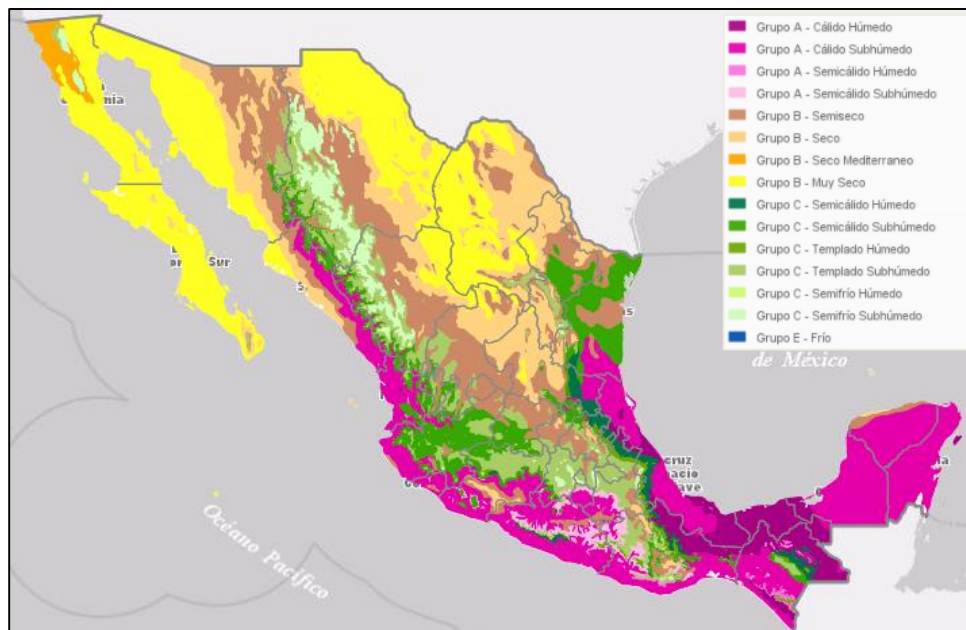


Figura 4. 2. Tipos de climas en México (recuperado de Climatología, Mapa digital de México; INEGI).

Se eligió el estado de Chihuahua, donde se encontró que el número de viviendas que no disponen de energía eléctrica supera las 16,000 y a pesar de que se pueden encontrar diferentes microclimas, en gran parte de su territorio es de clima seco. Se realizó el estudio de los municipios dentro del estado de Chihuahua con mayor número de viviendas que no disponen de energía eléctrica, como se muestra en la Tabla 4.2.

Tabla 4. 2. Municipios de Chihuahua con mayor número de viviendas que no disponen de energía eléctrica (Fuente INEGI, 2015).

| Municipio | Total de viviendas | N.D. | %N.D. | Tipo de clima |
|--|--------------------|-------|-------|--------------------|
| Guachochi | 11,501 | 3,762 | 32.71 | Templado subhúmedo |
| Guadalupe y Calvo | 12,806 | 3,510 | 27.41 | Templado subhúmedo |
| Bocoyna | 8,401 | 1,667 | 19.84 | Semifrío subhúmedo |
| Batopilas | 2,581 | 1,197 | 46.38 | Templado subhúmedo |
| Balleza | 4,138 | 897 | 21.68 | Semifrío subhúmedo |
| Juárez | 394,138 | 869 | 0.22 | Muy seco |
| (N.D. = Número de viviendas que no disponen de energía eléctrica) | | | | |
| %N.D. = Porcentaje del número de viviendas que no disponen de energía eléctrica) | | | | |

De la tabla 4.2. se eligen las localidades de Guachochi por mayor número de viviendas sin energía eléctrica en el estado de Chihuahua y Juárez de que cuenta con clima seco; que son los adecuados para mejor aprovechamiento del DNI y que además tiene un número considerable de viviendas sin energía eléctrica.

4.2.3. Análisis de radiación solar directa en la localidad seleccionada

Al identificar las entidades federativas con mayor número de viviendas con escasez de energía eléctrica dentro de su población, se procede ahora a localizar sus localidades con mayor recurso solar. Esto se realiza con la finalidad de que los captadores CCP puedan obtener la mayor cantidad de energía con menor área de captación.

Sabemos que la energía solar es inagotable ya que el sol es la principal fuente de energía de todo el mundo, aun cuando en la superficie de la tierra no llega toda la energía que emite el sol, a consecuencia de que se refleja y se absorbe en la capa de ozono. También debido a la inclinación de la tierra en cada lugar llega de manera distinta.

El DNI es la parte de la radiación global que puede ser aprovechada por los sistemas de concentración solar. En la actualidad existen varias herramientas para la medición de la radiación solar directa, un de ellas es a través de mediciones con pirómetros. Esta información es de gran utilidad para conocer la energía que se puede aprovechar en cada región o lugar y con ello también para realizar un dimensionamiento del CS.

En la Figura 4.3. se muestra el DNI y se observa que en el norte del país se tiene de entre 500 a 685 W/m² de la media anual (tomando un promedio de 12 horas de radiación solar diarios), y claro estos valores aumentan en los meses de verano, lo que indica que en esa región se cuenta con buen recurso solar para aplicaciones de tecnologías solares de concentración.

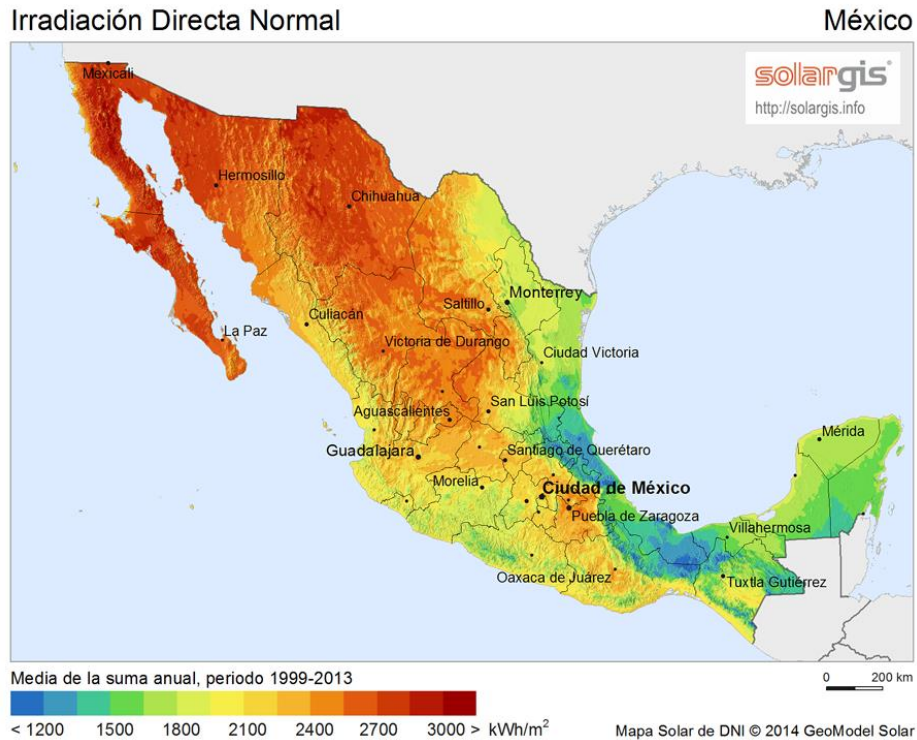


Figura 4. 3. Radiación solar directa en México (SolarGis, 2014).

El presente estudio se realiza para los meses de verano, en donde se tiene mayor DNI que el promediado anual.

4.2.4. Determinación de los parámetros de punto de diseño

El ángulo de incidencia es diferente para cada localidad, día del año y la orientación de los CCP. Por ejemplo para encontrar dicho ángulo en Juárez, Chihuahua, se toma el día 25 de mayo y la orientación seleccionada es Norte-Sur; ya que con esta orientación se ha demostrado que se aprovecha mejor la energía de la radiación solar directa durante todo el año (Lentz, 2005), y con ello el ángulo de incidencia resulta de:

$$\cos \theta = \left(\cos^2(\theta_z) + \cos^2(\delta) \sin^2(\omega) \right)^{\frac{1}{2}} = 0.9894^\circ$$

$$\theta = 10.42^\circ$$

donde:

$$\delta = 23.45 \operatorname{sen}\left(360 \cdot \frac{284 + n}{365}\right) = 23.45 \operatorname{sen}\left(360 \cdot \frac{284 + 145}{365}\right) = 20.91^\circ$$

y

$$\cos \theta_z = \operatorname{sen}(20.91) \operatorname{sen}(31.73) + \cos(20.91) \cos(31.73) \cos(0) = 0.982^\circ$$

$$\theta_z = 0.99^\circ$$

El ángulo horario (ω) que se utilizó fue para las 12 horas, cuando $\omega = 0^\circ$

Se realizó el análisis de ese día desde las 8 a las 19 horas y en la figura 4.4. se muestra el coseno del ángulo de incidencia a diferentes ángulos horarios y para las diferentes orientaciones posibles del captador.

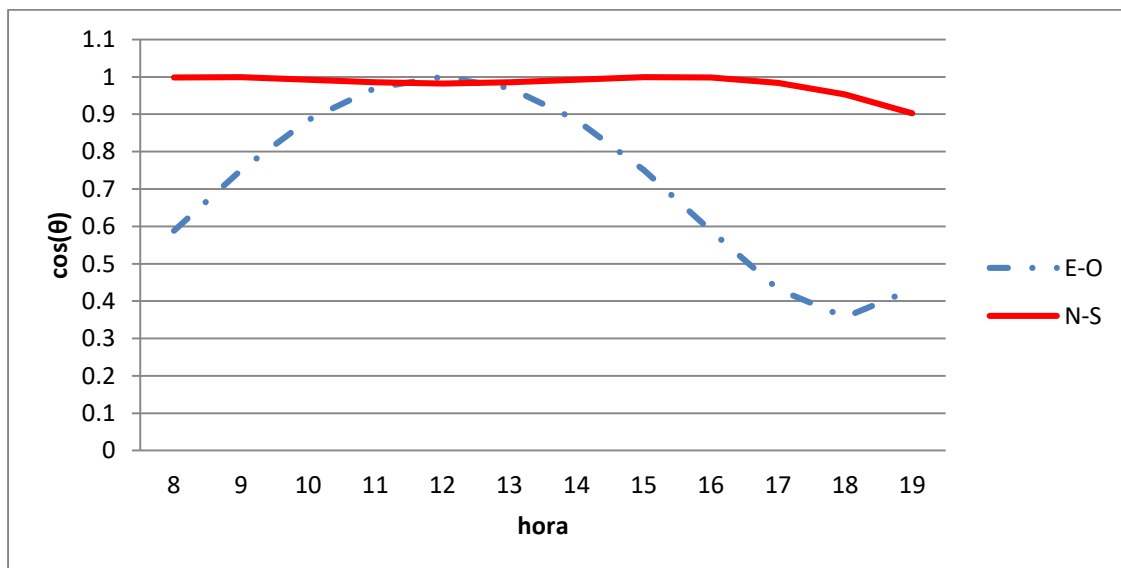


Figura 4. 4. Coseno del ángulo de incidencia (θ) para Cd. Juárez, Chihuahua, evaluada el día 25 de mayo con orientación E-O y N-S.

Se realizó un promedio del ángulo de incidencia de ese día con orientación Norte-Sur resultando $\theta = 9.13^\circ$. En la Tabla 4.3. se presentan los parámetros de punto de diseño para la implementación del CS de las regiones seleccionadas. Se agrega también la ciudad de Almería, España como referencia. Todos los datos que se recopilaron corresponden a condiciones de verano.

Tabla 4. 3. Parámetros del escenario seleccionado comparado con Almería, España. (Parámetros obtenidos de Surface meteorology and Solar Energy (SSE, por sus siglas en inglés); Rovira et al., 2016).

| Parámetros | Juárez | Guachochi | Almería, España |
|--|-----------|-----------|-----------------|
| DNI (W/m ²) | 912 | 967 | 850 |
| Altitud (m) | 1,137 | 2,398 | 366 |
| Longitud (°) | 106°09' O | 107°04' O | 2°21' E |
| Latitud (°) | 31°44' N | 26°49' N | 35°05' N |
| T ambiente promedio | 25.20 | 21.50 | 25.00 |
| Humedad (%) | 35.8 | 45.4 | 37.90 |
| Angulo de incidencia [N-S] (°) | 9.13 | 7.68 | 13.65 |
| Nota. Todos los valores fueron tomados para la estación de verano | | | |

De la comparación que se muestra en la tabla 4.3, se puede concluir que en estas regiones son aptos para la implantación de un CS. En este trabajo se analizará únicamente Cd. Juárez como el escenario adecuado para la implementación del SH ya que cuenta características similares a Almería, España, donde actualmente se encuentran las CET experimentales (prototipos) más grandes e importantes del mundo.

4.3. Diseño del Campo Solar

Para el dimensionamiento básico del sistema híbrido, se pretende estudiar primeramente el CS con CCP incorporado a un ciclo Rankine. La metodología es la siguiente:

- Selección del CCP, turbina y generador disponibles en el mercado, que de acuerdo a las características técnicas de cada uno de ellos, permitan generar energía eléctrica de pequeña potencia (100 kWe).
- Determinación de los parámetros de operación en la unidad de potencia (turbina y generador eléctrico) y del ciclo Rankine completo.
- Cálculo del área de captación para el CS, número de CCP a utilizar y una configuración del CS en base a la potencia requerida en la turbina.
- Análisis de independencia de malla para las simulaciones numéricas del CS bajo estudio.
- Análisis del comportamiento de temperatura, presión, calidad de vapor a la potencia térmica útil del fluido.
- Análisis del condensador y bomba para completar el ciclo Rankine.

4.3.1. Componentes principales existentes en el mercado

4.3.1.1. El Captador cilindro parabólico

Los CCP Absolicon son de tamaños pequeños lo que permite su instalación en industrias que requieren menor cantidad de energía térmica, e incluso puede ser aplicado en el sector residencia y viviendas. Los fabricantes de los CCP Absolicon tienen varios modelos de los cuales se destacan (Absolicon solar concentrator AB, 2016; Cabrera et al., 2013; Fernández-García et al., 2015):

- Absolicon MT 10
- Absolicon T 10
- Absolicon X10 PVT
- Absolicon T160

Para el diseño del CS se seleccionan los CCP Absolicon T160 (Ver figura 4.5.).



Figura 4. 5. CPC Absolicon T160 (Absolicon solar concentrator AB, 2016).

Este tipo de CCP está cubierto por un vidrio templado que protege al reflector y al receptor. Produce agua caliente/vapor y el producto puede ser utilizado para reemplazar los combustibles fósiles en procesos industriales. El producto está diseñado para montaje en cubierta o directamente en el suelo (Absolicon solar concentrator AB, 2016). Sus características principales se describen en las Tablas 4.4. y 4.5.

Tabla 4. 4. Características del CCP Absolicon T160 (Absolicon solar concentrator AB, 2016).

| Parámetro | Valor |
|---------------------------------|------------|
| Largo (m) | 9.965 |
| Apertura (m) | 1.04 |
| Diámetro externo (m) | 0.022 |
| Flujo másico recomendado (kg/s) | 0.166 |
| P máxima (kPa) | 1620 |
| T máxima (°C) | 350 |
| Fluido de trabajo | Agua/vapor |

Tabla 4. 5. Rendimiento solar del CCP Absolicon T160 (Absolicon solar concentrator AB, 2016).

| Parámetro | Valor |
|--|--------|
| Coef. de pérdidas lineal a_1 [W/m ² -K] | 0.8490 |
| Coef. pérdidas a_2 [W/m ² -K] | 0.003 |
| Rendimiento de cero pérdidas (η_0) [-] | 0.7661 |
| Capacidad térmica dinámica [J/K] | 63361 |
| Fracción de radiación difusa [-] | 0.249 |

Otro parámetro importante a considerar en el rendimiento del CCP es el factor Modificador del Ángulo de Incidencia " $k(\theta)$ " (IAM, por sus siglas en inglés). Cada tipo de CCP está caracterizado con este modificador de ángulo y en particular para el Absolicon T160 se tiene una curva de operación a diferentes ángulos de incidencia como se observa en la figura 4.6.

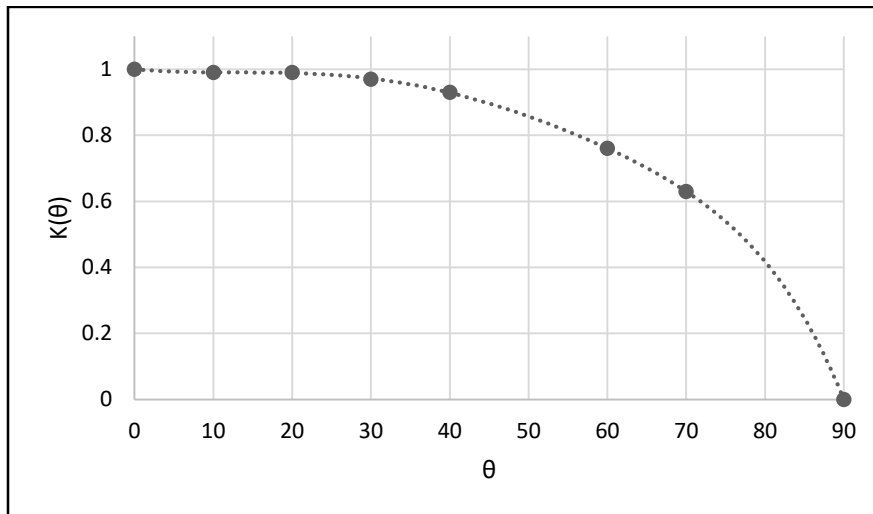


Figura 4. 6. Modificador de Ángulo de Incidencia del CCP Absolicon T160 (elaboración propia a partir de Absolicon T160).

4.3.1.2. Turbina y generador

La turbina seleccionada es el modelo S2E 50-250 del grupo Nova Energia. Se trata de un módulo de turbina y generador (ver figura 4.7.) para el aprovechamiento de la energía del vapor, transformándolo en energía eléctrica. Tiene una sólida estructura de acero que permite un cómodo transporte, instalación y mantenimiento, sin necesidad de utilizar dispositivos especiales. Los datos técnicos más importantes de la turbina se muestran en la Tabla 4.6.

Tabla 4. 6. Parámetros de operación de la turbina S2E 50-250 (Tabla modificada de Grupo NOVA ENERGÍA).

| Parámetro | Mínimo | Máximo |
|--------------------------------|----------|--------|
| Potencia eléctrica (kW) | 50 | 250 |
| T del vapor en la entrada (°C) | 130 | 350 |
| T del vapor en la salida (°C) | 105 | 315 |
| P vapor en la entrada (kPa) | 405 | 2000 |
| P de vapor en la salida (kPa) | 101 | 505 |
| Caudal de vapor (kg/s) | 0.416 | 2.22 |
| Rendimiento en la turbina [%] | Hasta 55 | |

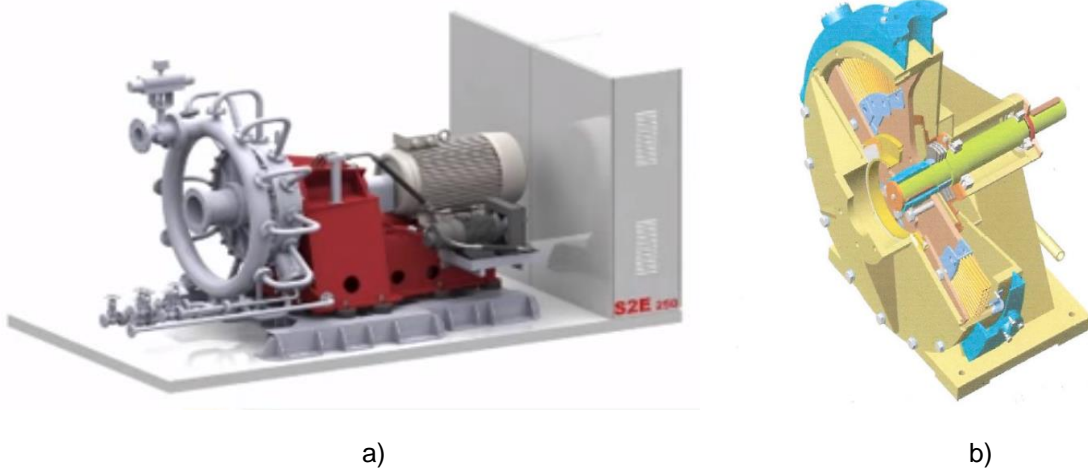


Figura 4. 7. Módulo de unidad de potencia. a) Turbina y generador eléctrico, b) Turbina de vapor para el módulo S2E 50-250.

El concepto se basa en la sustitución de las láminas de las turbinas de vapor convencionales por un sistema de cepillos. Las múltiples entradas tangenciales del medio de trabajo (vapor) sobre los cepillos está optimizado por un sistema de inyectores que permite una conversión óptima de la energía cinética del vapor en fuerza mecánica con eficiencia del 55%. Otros parámetros técnicos importantes son:

- Trabaja dentro del rango del vapor húmedo.
- Opera bajo condiciones de cambios de parámetros frecuentes y rápidos.
- Funciona en posición horizontal o vertical.
- Se puede regular de cero hasta la máxima carga manteniendo el mismo rendimiento.
- Trabaja a bajas revoluciones (3000 RPM).
- Tarda 10 min en alcanzar su pleno rendimiento desde el estado frío.

El vapor sale desde el centro de la turbina en forma de una espiral, mientras que la eliminación de condensados se realiza por un ramal separado en el fondo de la turbina.

4.3.2. Determinación de los parámetros de operación en la unidad de potencia

En este primer estudio lo que se requiere es determinar el área de colección con los captadores para la generación de 100 kWe. Para ello se emplean los captadores ABSOLICON T160. Realizar este estudio requiere del ciclo de potencia Rankine, sustituyendo a la caldera por el CS, como se muestra en la Figura 4.8.

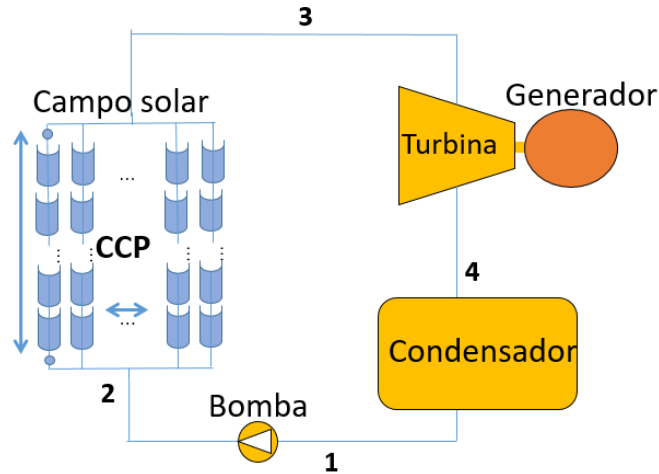


Figura 4. 8. Esquema del ciclo Rankine con CCP

Se parte desde el bloque de potencia para establecer la potencia eléctrica requerida. Con la unidad de potencia seleccionada (S2E-50-250) se determinan los parámetros de operación, como lo son: la temperatura, presión, flujo másico y calidad del vapor. Para este último parámetro se van a emplear condiciones de vapor saturado a la entrada de la turbina, que corresponden a las condiciones de salida para el CS; esto para tener un margen de temperaturas y que el CCP no pueda causar daños en picos de radiación solar directa. Realizar el cálculo considerando 100 kWe se hace uso de las curvas de operación del bloque de potencia como se muestra en la Figura 4.9.

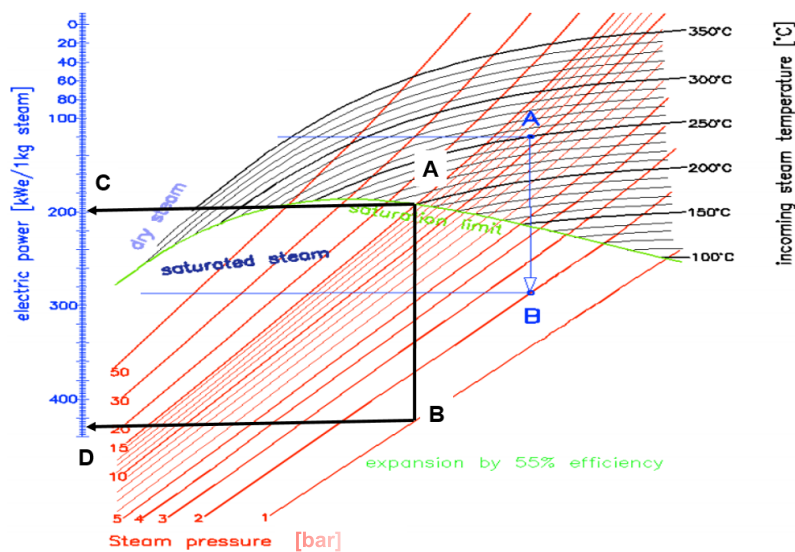


Figura 4. 9. Curvas de operación en la turbina (Grupo NOVA ENERGÍA).

Los parámetros de entrada y salida de vapor en la turbina están representados con las letras **A** y **B**, los cuales se ubican en la gráfica con los valores de presión y temperatura. Para el punto **A** se considera la presión de 1520 kPa y T_{sat} de 198°C, que son los valores de operación permitidos por los CCP. En punto **B** se elige 101.3 kPa como la presión de vapor a la salida de la turbina. Se trazan líneas horizontales hasta el eje de las ordenadas para encontrar la potencia específica a través de los puntos **C** ($420 \frac{kWe}{kg/s}$) y **D** ($192 \frac{kWe}{kg/s}$), la diferencia en estos puntos es la potencia específica del bloque de potencia y resulta de:

$$\Delta W_{e,gen} = 420 - 192 = 228 \text{ kWe } /(\text{kg s}^{-1})$$

Encontrar la potencia que se desea alcanzar en el bloque de potencia se debe tener el flujo másico adecuado, esta se obtiene a partir de la relación de potencia requerida sobre la potencia específica, y resulta de:

$$\dot{m} = \frac{\text{Potencia eléctrica requerida}}{\text{Potencia en el bloque de potencia}} = \frac{100 \text{ kWe}}{228 \text{ kWe } /(\text{kg s}^{-1})} \approx 0.44 \text{ kg/s}$$

4.3.3. Análisis del ciclo Rankine completo

Con los parámetros de operación para la unidad de potencia y al flujo másico se determinan las condiciones de operación del condensador, bomba y CS, tomando las siguientes consideraciones en base a los puntos marcados en la figura 4.10.

- Punto 1. Condiciones de presión atmosférica de 101.3 kPa, temperatura de 99.9 °C y calidad de vapor de 0.
- Punto 2. Como una aproximación, el valor de presión se supone el mismo hasta la entrada a la turbina (1520 kPa) considerando que no hay pérdidas en el tubo absorbedor del CCP; posteriormente en la simulación con RELAP se calcula una presión de entrada. La temperatura se mantiene y la calidad de vapor es de 0.
- Punto 3. Condiciones de operación a la entrada de la turbina con 1520 kPa, 198.8°C y calidad de vapor igual a 1.
- Punto 4. Condiciones operación a la salida de la turbina de 101.3 kPa, temperatura de 99.9 °C y Calidad de vapor igual a 0.85.

En base a dichas consideraciones se calcula la entalpía y entropía con EES (Engineering Equation Solver). Los resultados se muestran en la Tabla 4.7.

Tabla 4. 7. Parámetros de operación para cada punto del ciclo Rankine.

| Parámetro | Punto 1 | Punto 2 | Punto 2' | Punto 3 | Punto 4 |
|---------------------------|---------|---------|----------|---------|---------|
| Temperatura [°C] | 99.9 | 100 | 198.8 | 198.8 | 99.9 |
| Presión [kPa] | 101.3 | 1,520* | 1,520* | 1,520 | 101.3 |
| Calidad [-] | 0 | 0 | 0 | 1 | 0.85 |
| Entalpía [kJ/kg] | 418.9 | 420 | 847 | 2,792 | 2,334 |
| Entropía [kJ/kg-K] | 1.305 | 1.307 | 2.319 | 6.439 | 6.439 |
| Flujo másico total [kg/s] | 0.44 | | | | |

* La presión se supone el mismo hasta la entrada a la turbina (1520 kPa) considerando que no hay pérdidas en el tubo absorbedor del CCP.

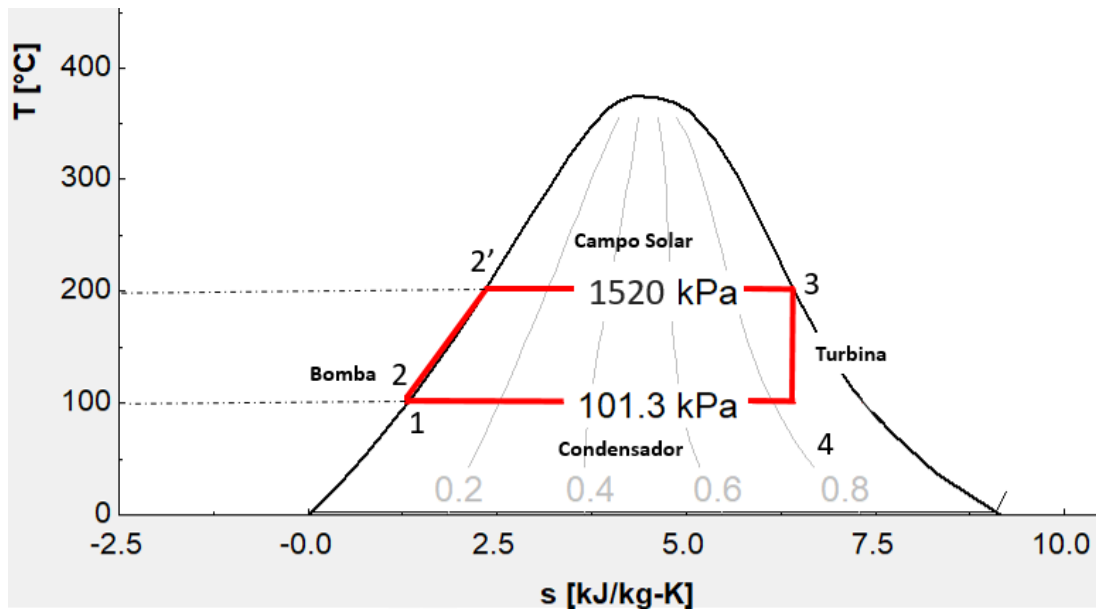


Figura 4. 10. Diagrama temperatura-entropía (T-s) del ciclo Rankine con CCP.

Con las condiciones de operación establecidas, se calcula la potencia para cada elemento del ciclo Rankine, donde se tiene:

Condensador:

$$\dot{Q}_{condensador} = \dot{m} \cdot (h_4 - h_1) = 844 \text{ kW}$$

Bomba:

$$\dot{W}_B = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) = 0.6829 \text{ kW}$$

Campo solar:

$$\dot{Q}_{u,captador} = \dot{m} \cdot (h_3 - h_2) = 1043 \text{ kW}$$

Y Turbina:

$$\dot{W}_{turb} = \dot{m} \cdot (h_3 - h_4) = 201.52 \text{ kW}$$

La potencia térmica útil ($\dot{Q}_{u,captador}$) es la energía real que se necesita en la turbina para la generación de los 100 kWe, esta potencia útil debe mantenerse constante para tener la energía de forma continua.

4.3.4. Cálculo del área de captación del campo solar

Para determinar el área del campo solar es necesario conocer el rendimiento del CCP. En el caso del CCP Absolicon T160 se determina con la ecuación 2.14, considera los factores a_1 , a_2 , de la tabla 4.5. y DNI de 850 W/m^2 con esos valores se puede obtener el rendimiento global del CCP. Agregando además el factor modificador de ángulo de incidencia de 0.99 (debido a que el ángulo θ es menor a 10°) como el expresado Lobón y Valenzuela, (2013), teniendo así el rendimiento del captador de:

$$\eta_{g,captador} = K(\theta) \cdot \left(\eta_0 - a_1 \cdot \frac{T_{mf} - T_a}{G} - a_2 \cdot \frac{(T_{mf} - T_a)^2}{G} \right) = 0.585$$

donde:

La diferencia de temperatura (ΔT_m) se obtiene con la diferencia de la temperatura media del fluido (T_{mf}) y la temperatura ambiente ($T_a=25^\circ\text{C}$). La temperatura media del fluido se calcula mediante la siguiente relación (Bonilla et al., 2013; Sandá y Kattán, 2016):

$$T_{mf} = \frac{\left(\frac{T_{ent} + T_a}{2}\right) \cdot (h_{ff} - h_{fe}) + T_{fs}(h_{fs} - h_{ff})}{(h_{fs} - h_{fe})} = 190^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_m = T_{mf} - T_a = 165^\circ\text{C}$$

El DNI que se aplica en primera instancia es de 850 W/m^2 , con la finalidad de utilizar por más tiempo el CS en la producción de energía eléctrica por sí solo; el efecto del DNI se analizará más adelante cuando se realice el acoplamiento de los sistemas. Además el debido al ángulo de incidencia se corrige este valor, y se tiene un DNI_{ef} que resulta de:

$$DNI_{ef} = DNI \cdot \cos \theta = 840 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

$$Q_{Solar} = \frac{Q_{u,captador}}{\eta_{g,captador}} = 1782 \text{ kW}$$

$$A_c = \frac{Q_{Solar}}{DNI_{ef}} = 2123 \text{ m}^2$$

$$l_{CS} = \frac{A_c}{l_a} = \frac{2123 \text{ m}^2}{1.04 \text{ m}} = 2043 \text{ m}$$

$$No. \text{ captadores} = \frac{l_{CS}}{l} = \frac{2043 \text{ m}^2}{9.965 \text{ m}} \approx 205$$

El rendimiento térmico y el rendimiento global son:

$$\eta_{t,ciclo} = 1 - \frac{\dot{Q}_{condensador}}{\dot{Q}_{u,captador}} = 0.194$$

$$\eta_{G,ciclo} = \frac{\dot{W}_{e,neto}}{\dot{Q}_{solar}} = \frac{\dot{W}_{e,gen} - \dot{W}_B}{\dot{Q}_{solar}} = 0.0562$$

4.3.5. Configuración del campo solar

La configuración del CS se realizó de tal manera que cada fila tuviera la misma cantidad de CCP y una longitud apropiada para minimizar las pérdidas de presión. En la Figura 4.11 se muestra la configuración propuesta del CS, consiste 17 filas con 12 CCP en cada una, sumando un total de 204 CCP.

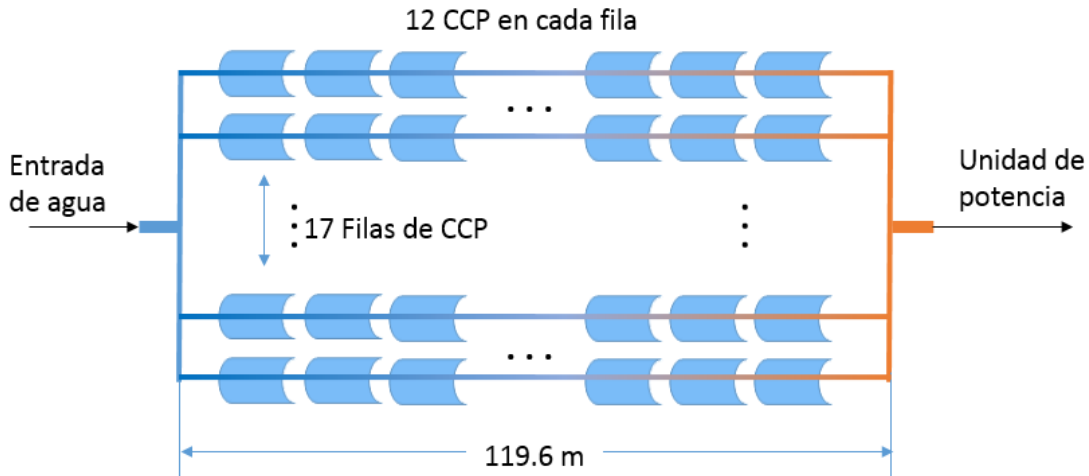


Figura 4. 11. Configuración del campo solar.

Se determinaron 17 filas de captadores en paralelo con 12 captadores en serie para cada fila. Para esta configuración se tiene un CCP de sobra, con la finalidad de tener una configuración del CS con el mismo número de CCP en cada fila, asumiendo también que el flujo másico total se distribuye de igual manera en cada fila del captador.

4.3.6. Análisis de independencia de malla

El análisis del comportamiento termohidráulico del flujo agua/vapor dentro del tubo absorbedor se realiza con el software RELAP, requiriéndose previamente una independencia de malla.

Se toman primeramente los parámetros de temperatura, presión y calidad del vapor para dicha independencia de malla, asimismo se considera únicamente una sola fila de CCP, ya que en las otras filas se presentan las mismas condiciones. Se tiene entonces una fila con longitud de 119.6 m, compuesto por 12 CCP de 9.965 m (Ver

Figura 4.12) y con flujo másico de 0.0259 kg/s a causa de que el flujo másico total se divide entre el número de filas que conforma el CS.

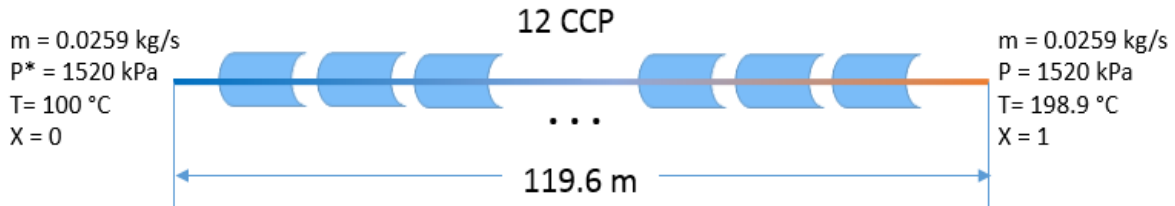


Figura 4. 12. Una fila de CCP con las condiciones de operación.

Se tomaron cuatro diferentes tamaños de malla en cada CCP los cuales son de 11, 21, 41 y 61 volúmenes de control (VC) (ver Tabla 4.8.).

Tabla 4. 8. Diferentes tipos de malla a analizar en la fila de CCP.

| Nombre | No de VC en cada CCP | No de VC en toda la fila de CCP | Tamaño de cada VC (m) |
|-----------------|----------------------|---------------------------------|-----------------------|
| Malla 11 | 11 | 132 | 0.905 |
| Malla 21 | 21 | 252 | 0.475 |
| Malla 41 | 41 | 492 | 0.243 |
| Malla 61 | 61 | 732 | 0.163 |

Los resultados de temperatura se presentan en la tabla siguiente para cada tamaño de malla numérica y el valor correspondiente de temperatura:

Tabla 4. 9. Análisis de independencia de malla considerando temperatura.

| | Longitud (m)* | | | | | |
|------------------------------------|---------------|----------------|--------|----------------|--------|----------------|
| | 14.9 | | 44.8 | | 114.6 | |
| | T (°C) | Δe (%) | T (°C) | Δe (%) | T (°C) | Δe (%) |
| Malla 11 ($\Delta X = 0.905$) | 170.98 | 0.566% | 201.11 | 0.004% | 203.22 | 0.030% |
| Malla 21 ($\Delta X = 0.475$) | 170.01 | 0.306% | 201.12 | 0.002% | 203.16 | 0.019% |
| Malla 41 ($\Delta X = 0.243$) | 169.49 | 0.106% | 201.12 | 0.001% | 203.12 | 0.018% |
| Malla 61 ($\Delta X = 0.163$) | 169.31 | | 201.13 | | 203.08 | |

*Las longitudes seleccionadas corresponden a puntos de interés y donde también los puntos para cada malla analizada coinciden.

En la Figura 4.13 se muestran los perfiles de temperatura longitudinales para cada malla analizada.

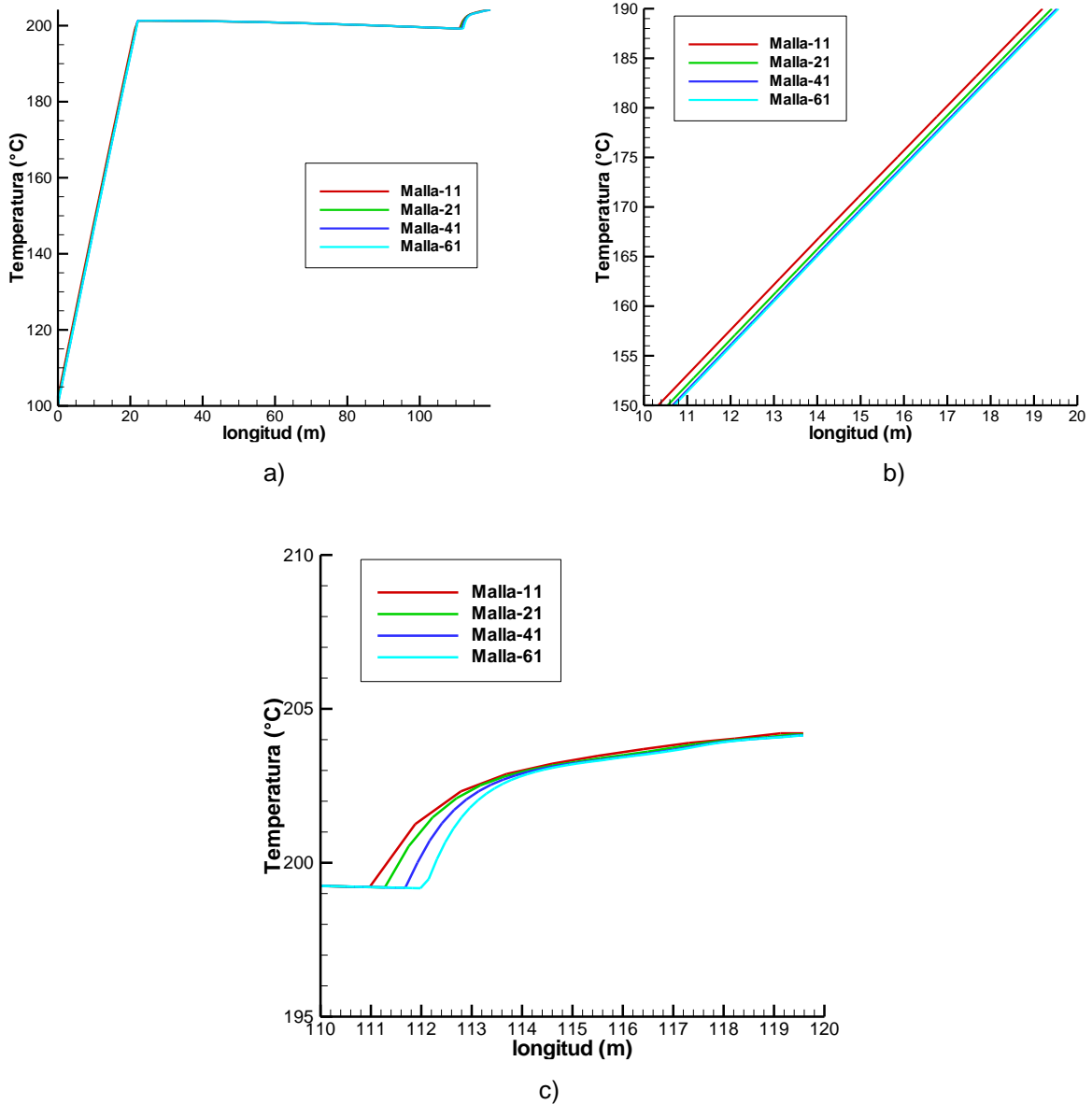


Figura 4. 13. a) Perfiles longitudinales de temperatura para cada malla, b) Acercamiento en el tramo de 10 a 20 m. y c) Acercamiento en el tramo de 110 a 120 m.

Se concluye que la malla con 21 volúmenes de control (VC) en cada CCP es adecuada para el estudio a realizar, y esto se corrobora en las tablas y gráficas siguientes para la variable de presión y calidad. Para la presión se han seleccionado diferentes puntos de interés con los mismos volúmenes de control, como se muestra en la Tabla 4.10.

Tabla 4. 10. Análisis de independencia de malla considerando presión.

| | Longitud (m) | | | | | |
|----------------------------------|--------------|----------------|---------|----------------|---------|----------------|
| | 0 | | 24.9 | | 94.6 | |
| | P (kPa) | Δe (%) | P (kPa) | Δe (%) | P (kPa) | Δe (%) |
| Malla 11 ($\Delta X=0.905$) | 1599.51 | 0.021% | 1599.09 | 0.022% | 1550.05 | 0.008% |
| Malla 21 ($\Delta X=0.475$) | 1599.85 | 0.012% | 1599.44 | 0.012% | 1550.17 | 0.004% |
| Malla 41 ($\Delta X=0.243$) | 1600.04 | 0.004% | 1599.63 | 0.004% | 1550.23 | 0.002% |
| Malla 61 ($\Delta X=0.163$) | 1600.1 | | 1599.69 | | 1550.26 | |

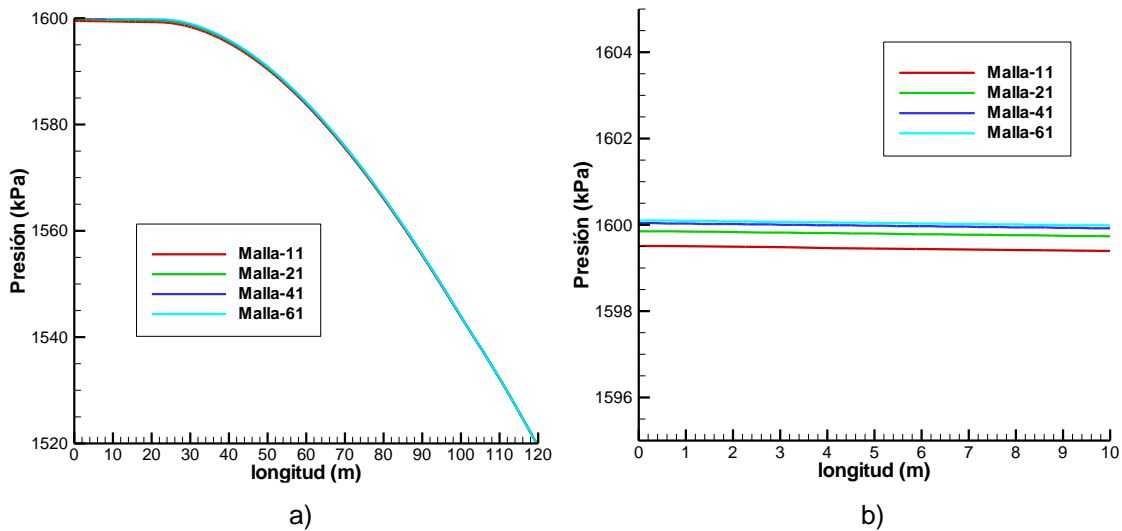


Figura 4. 14. a) Perfiles longitudinales de presión para cada malla, b) Acercamiento en el tramo de 0 a 10 m.

Tabla 4. 11. Análisis de independencia de malla considerando calidad.

| | Longitud (m) | | | | | |
|----------------------------------|--------------|----------------|---------|----------------|---------|----------------|
| | 24.9 | | 74.73 | | 114.6 | |
| | Calidad | Δe (%) | Calidad | Δe (%) | Calidad | Δe (%) |
| Malla 11 ($\Delta X=0.905$) | 0.03097 | 6.9422% | 0.540 | 0.56% | 0.946 | 0.211% |
| Malla 21 ($\Delta X=0.475$) | 0.02882 | 3.9903% | 0.537 | 0.19% | 0.944 | 0.106% |
| Malla 41 ($\Delta X=0.243$) | 0.02767 | 1.4456% | 0.536 | 0.00% | 0.943 | 0.106% |
| Malla 61 ($\Delta X=0.163$) | 0.02727 | | 0.536 | | 0.942 | |

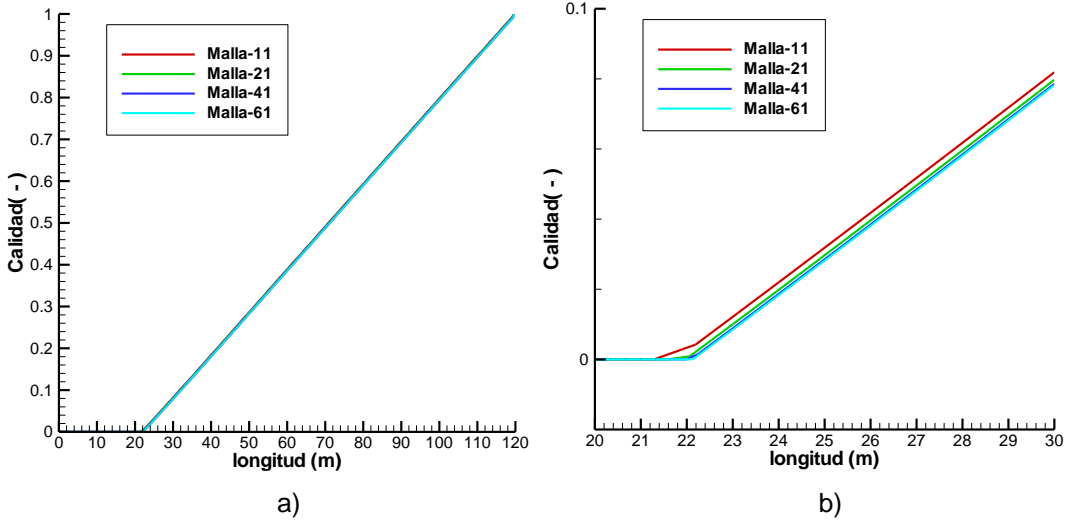


Figura 4. 15. a) Perfiles longitudinales de calidad de vapor para cada malla, b) Acercamiento en el tramo de 20 a 30 m.

4.3.7. Análisis del comportamiento termohidráulico

Para el estudio termohidráulico del flujo agua/vapor en el tubo absorbedor mediante RELAP, al igual que la independencia de malla, se considera una sola fila de CCP (ver Figura 4.11), asumiendo que en todas las filas se tiene el mismo comportamiento. Se analizarán los perfiles longitudinales de temperatura, presión, calidad y patrones de flujo.

Para la simulación se tomaron las siguientes consideraciones para cada fila:

- Flujo másico de 0.0259 kg/s: puesto que se tienen 17 filas (el flujo másico total -0.44 kg/s- es dividido por el número de filas del CS).
- Rendimiento global del CCP de 58.57% bajo los parámetros del punto de diseño establecido.
- 21 volúmenes de control en cada CCP, ya que se ha demostrado previamente que esta malla es adecuada para los estudios.
- Flujo de calor uniforme y no uniforme.

El Flujo de Calor No Uniforme (FCNU) no es más que la distribución de la radiación reflejada por el canal parabólico hacia el tubo absorbedor, que depende básicamente de dos factores que son: la forma en que incide la radiación solar directa y la geometría del CCP. El FCNU se toma de la Proporción de Concentración Local (LCR, por sus siglas en inglés), que asocia la potencia de radiación incidente con el área transversal del absorbedor (φ). La distribución de la radiación sobre el tubo absorbedor se realizó con SoITRACE, que nos permite determinar secciones de área transversal del tubo con la cantidad de radiación solar incidente (ver Figura 4.16). Se determinaron diferentes proporciones de área con el porcentaje de radiación solar incidente, conocidas como “Estructuras de Calor”.

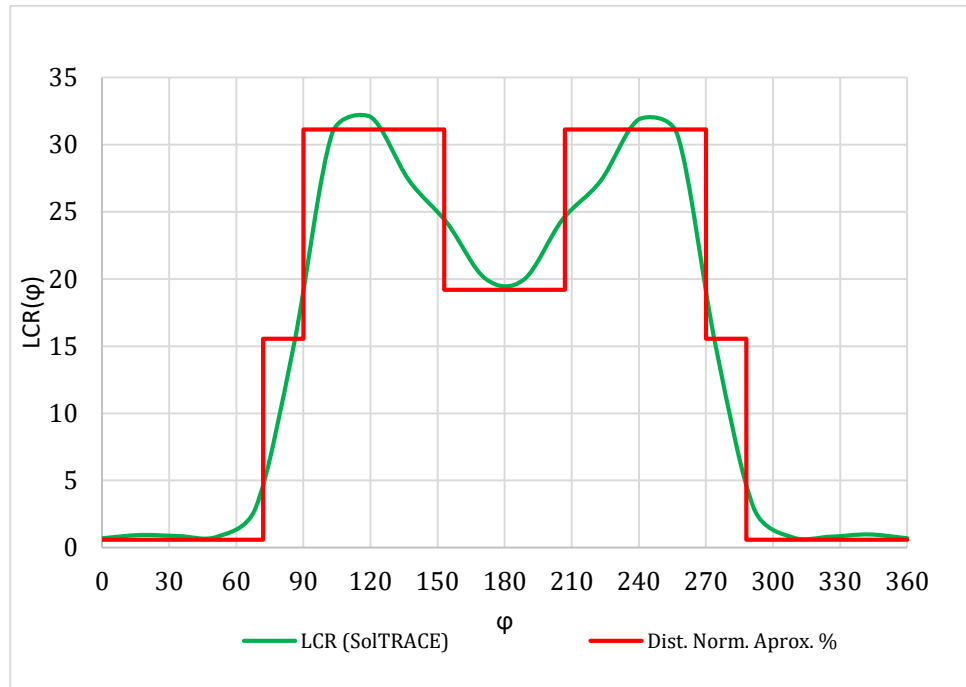


Figura 4. 16. Distribución del área-DNI en el tubo absorbedor.

En base a ello se determinaron 6 estructuras de calor en el tubo absorbedor del CCP, y se muestran en la Tabla 4.12.

Tabla 4. 12. Estructuras de calor para el tubo absorbedor del CCP Absolicon T160.

| No. Estructura de Calor | Área absorbedor | Porcentaje de potencia |
|-------------------------|-----------------|------------------------|
| 1 | 40.00% | 1.50% |
| 2 | 5.00% | 5.00% |
| 3 | 5.00% | 5.00% |
| 4 | 17.50% | 35.00% |
| 5 | 17.50% | 35.00% |
| 6 | 15.00% | 18.50% |

En la Figura 4.17. a) se muestran los rayos que inciden, primero sobre el área de captación del CCP (plano normal a los rayos solares), luego los rayos son reflejados por el canal parabólico y finalmente inciden sobre el tubo absorbedor. En la figura 4.17. b) se muestra el porcentaje de área y de radiación solar para cada estructura de calor.

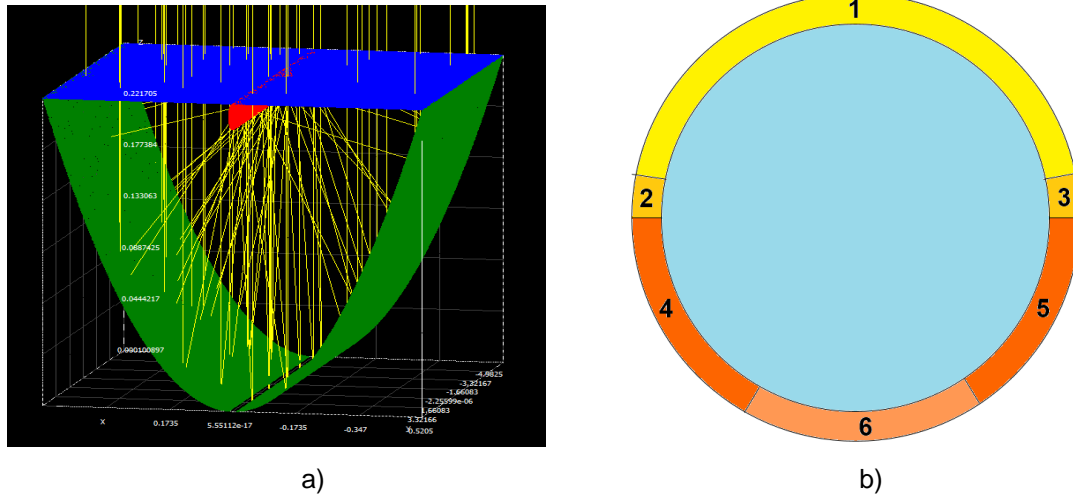


Figura 4. 17. a) Rayos sobre el CCP (elaborado con SolTRACE) y b) Estructuras de calor en la sección transversal del tubo absorbedor.

En la siguiente subsección se presenta y discute el comportamiento termohidráulico del flujo agua/vapor comparando los resultados para los dos casos de flujo de calor en la pared del tubo: Flujo de Calor Uniforme (FCU) y el FCNU.

4.3.7.1. Análisis de los perfiles de temperatura y calidad con/sin FCU

El comportamiento de la temperatura del fluido dentro del tubo absorbedor se presenta en la Figura 4.18, distinguiéndose 3 regiones de interés que son:

- Agua líquida, la temperatura del fluido aumenta hasta llegar a la temperatura de saturación y se presenta desde la entrada del tubo hasta los 21.8 m.
- Evaporación, la temperatura del fluido es la temperatura de saturación permaneciendo prácticamente constante (198.9 °C) en toda la sección de evaporación. En esta zona el agua se evapora teniéndose entonces un flujo bifásico. Se presenta a partir de los 21.8 m hasta poco antes de la salida.
- Vapor saturado, en la última sección de la tubería se observa que la temperatura del fluido aumenta drásticamente debido a que se encuentra sobre la línea de vapor saturado, ese pequeño salto de temperatura se debe a que la mayor parte del fluido es vapor que está a punto de pasar a sobrecalentado.

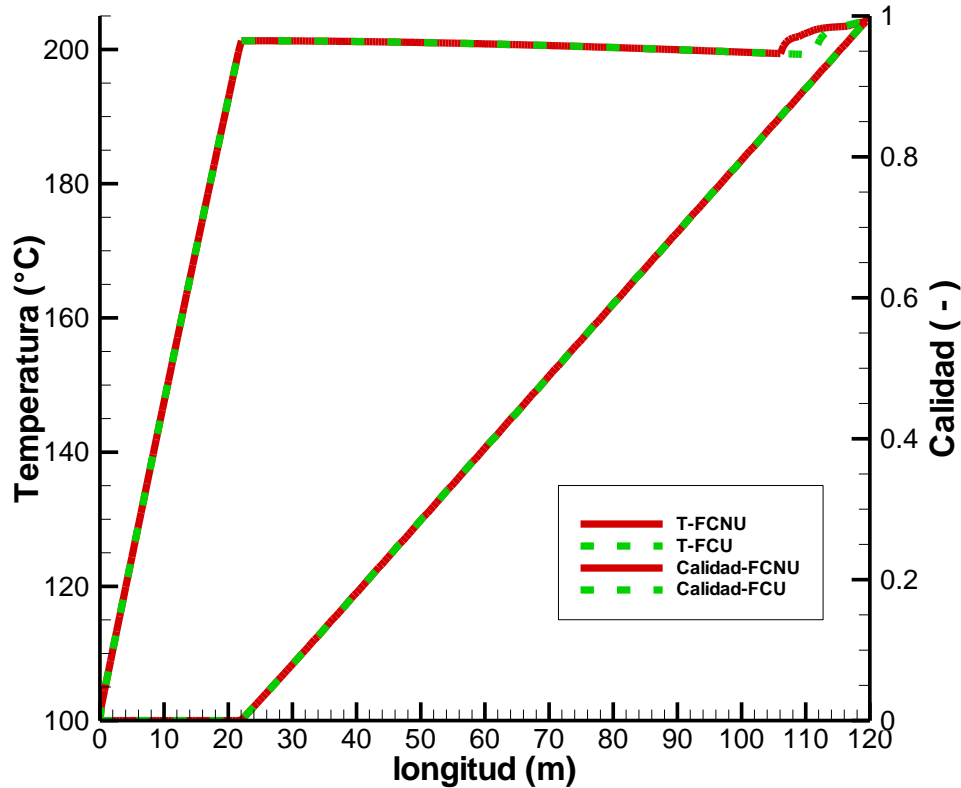


Figura 4. 18. Perfiles longitudinales de temperatura y calidad del agua/vapor en cada fila del CS.

El vapor de agua se presenta a partir de los 21.8 m al alcanzar la temperatura de calor latente, mientras la calidad tiene un comportamiento línea que va de 0 (líquido saturado) a 1 (vapor saturado) a la salida. El efecto del FCNU es importante en la temperatura del fluido, en la última sección del tubo, observándose que se adelanta el salto de temperatura antes de llegar a la salida del tubo, debido a mayor concentración de flujo de calor en la parte inferior del tubo. La calidad no se ve afectada por el FCNU.

4.3.7.2. Análisis del perfil de presión con/sin FCU

La presión dentro del tubo absorbedor tiende a disminuir por la presencia de cambio de fase líquido/vapor, es por ello que se selecciona una longitud adecuada de cada fila y no tener grandes pérdidas de presión en la entrada/salida de cada fila del CS. En RELAP nos permite ajustar la presión de salida, en tanto que calcula una presión de entrada. Se observa que las mayores pérdidas de presión se tienen en la región de flujo bifásico (ver Figura 4.19.).

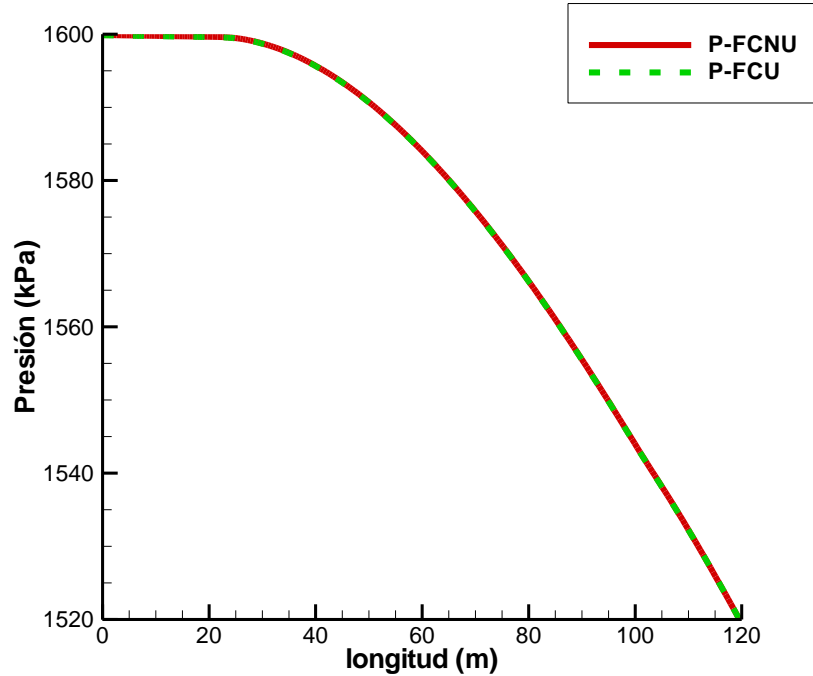


Figura 4. 19. Perfiles longitudinales de presión del agua/vapor en cada fila del CS.

La presión de salida se estableció de 1520 kPa, y con la configuración del CS se requiere 1600 kPa a la entrada. Esto resulta en una pérdida de presión entrada/salida de 80 kPa. Esta diferencia de presión es menor a un bar con lo cual podemos afirmar que las pérdidas de presión con esta configuración es pequeña. El FCNU no afecta al comportamiento de la presión a lo largo de la fila de CCP.

4.3.7.3. Patrones de flujo

Se presentan 4 patrones de flujo bifásico a lo largo de cada fila de CCP, los cuales son: Burbuja (BBY), Estratificado (HST), Anular (ANM) y Niebla (MPR); la distribución queda de la siguiente manera (ver Figura 4.20):

- Patrón de flujo Burbuja: de 0 a 21.80 m
- Patrón de flujo Estratificado: de 21.80 a 56.90 m
- Patrón de flujo Anular: de 56.90 a 119.46 m
- Patrón de flujo Niebla: de 119.46 a 119.6 m

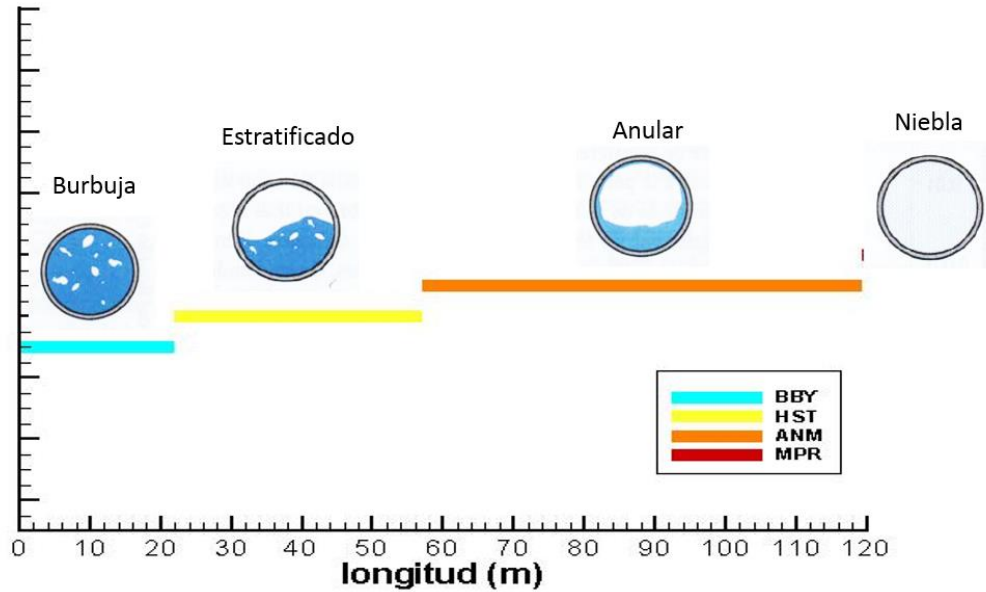


Figura 4. 20. Patrones de flujo presentes en cada fila del CS.

Se observa que el patrón de flujo anular es el que ocupa mayor longitud de la fila con respecto a los otros patrones de flujo desarrollados, abarcando aproximadamente 62.5 m de longitud. Esto representa más de la mitad de la longitud de cada fila, y es precisamente en esa zona donde el coeficiente de calor convectivo es mayor y por consiguiente mejora la transferencia de calor del tubo hacia el fluido.

4.3.7.4. Diferencia de temperatura (ΔT) en el tubo absorbedor

Con el FCNU se obtiene una diferencia de temperatura de la tubería dado que cada estructura de calor recibe diferente proporción de radiación solar, teniendo mayor temperatura en la zona de mayor concentración.

Se obtuvo la diferencia de temperatura en las estructuras de calor 1 y 4, ya que son los que tienen menor y mayor concentración de radiación, respectivamente. En la Figura 4.21 se muestra el resultado de la diferencia de temperatura transversal para las estructuras de calor antes mencionadas.

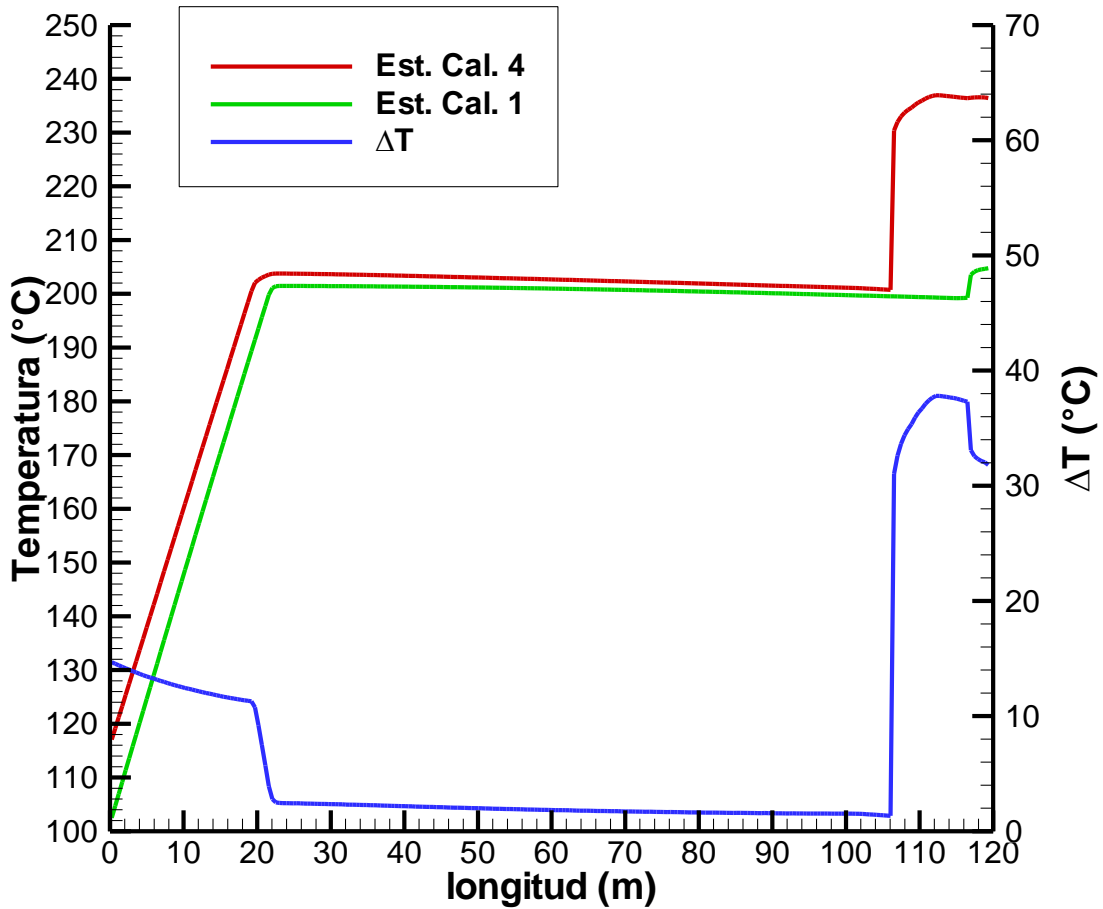


Figura 4. 21. Diferencia de temperatura de las estructuras de calor 1 y 4.

La mayor diferencia de temperatura que se obtuvo fue de 37.8 °C (o 37.8 K), que se encuentra por debajo del valor crítico de 70 K para que el CCP no experimente ningún daño (Zarza, 2003). Esta diferencia de temperatura se encuentra en la transición de patrón de flujo Anular-Niebla, y se debe a que el vapor incrementa su temperatura para llegar a vapor sobrecalentado, en tanto que aún se tiene agua líquida suspendida en pequeñas gotas y/o en la parte inferior del tubo que no se ha evaporado. En la Figura 4.22 se muestra la distribución de temperatura en el tubo absorbedor para los casos de FCU y FCNU.

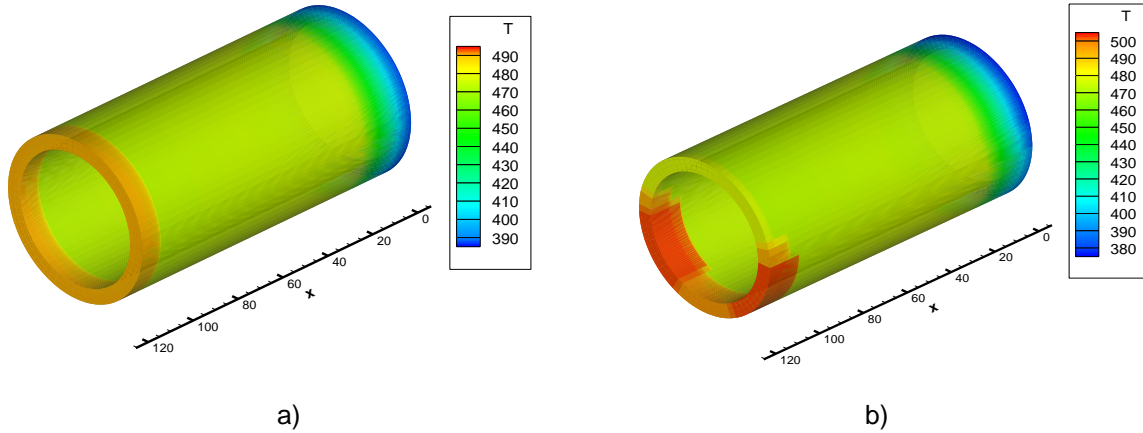


Figura 4. 22. Distribución de la temperatura a) con FCU y b) con FCNU.

Esta diferencia de temperatura está directamente relacionada con los coeficientes de transferencia de calor convectivos, y en cada estructura de calor se presenta de manera diferente (ver Figura 4.23).

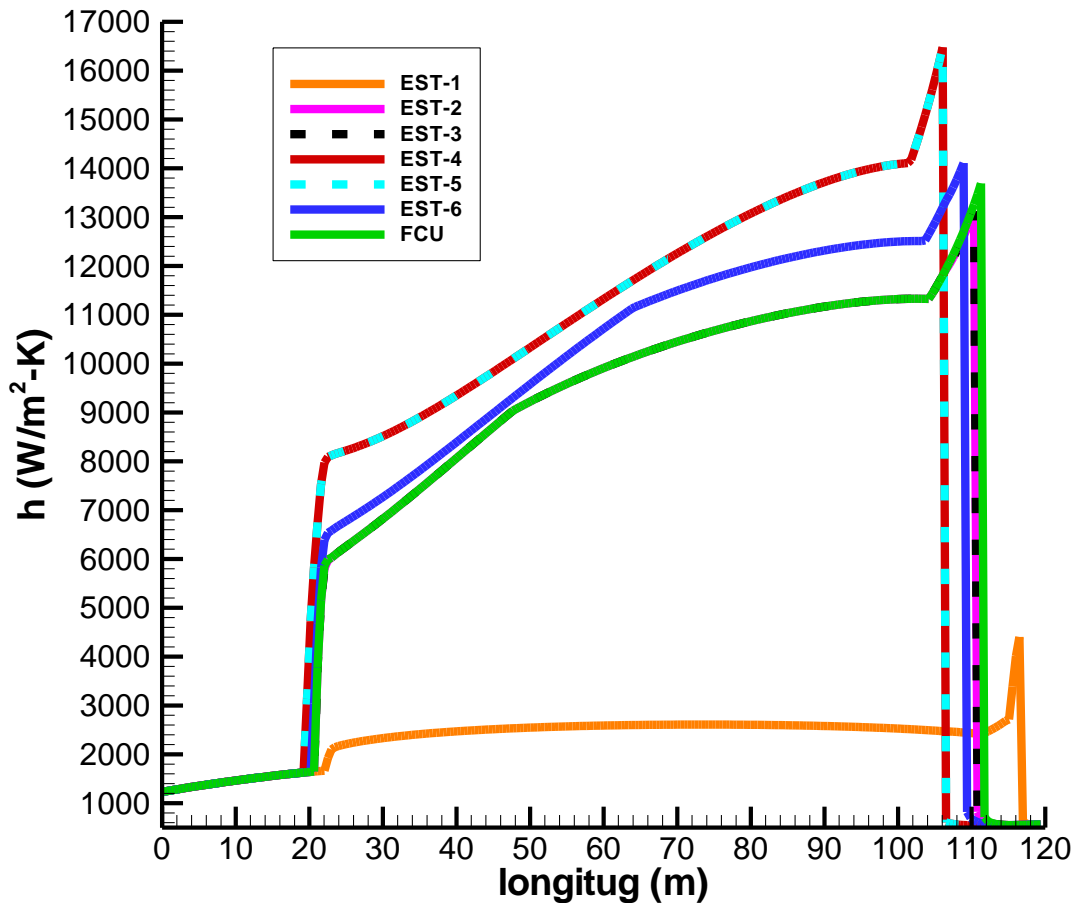


Figura 4. 23. Coeficientes de transferencia de calor convectivos para el FCNU con las 6 estructuras de calor y FCU.

Las estructuras de calor 4 y 5 tienen mayor coeficiente de transferencia de calor convectivo, ya que en esas dos zonas se tiene mayor concentración de radiación solar, caso contrario a la estructura de calor 1. Para el FCU se tienen valores muy parecidos a las estructuras de calor 2 y 3.

4.3.8. Análisis del CS con diferentes CCP

Se ha realizado el mismo procedimiento con distintos CCP, con características similares al Absolicon T160, de la empresa Inventive Power (ver Anexos A1 y A2). En la tabla se resumen las características de los CCP analizados incluyendo el tamaño del CS que se puede obtener a partir de ellos.

Tabla 4. 13. Análisis del CS con diferentes tipos de CCP.

| | | | Absolicon T160 | Power Trough 110 | Power Trough 250 |
|---|---------------------------------------|---------------------|-------------------|------------------------|------------------------|
| Características del captador | Dimensiones [m] | Apertura | 1.040 | 1.210 | 2.5 |
| | | Longitud | 9.965 | 3.060 | 5.0 |
| | | Diámetro interno | 0.018 | 0.029 | 0.038 |
| | Rendimiento [%] | Rendimiento nominal | 58.6 | 54.0* | 57.0* |
| Condiciones nominales de operación | Presión [kPa] | Entrada | 1,600.0 | | |
| | | Salida | 1,520.0 | | |
| | Temperatura [°C] | Entrada | 100.0 | | |
| | | Salida | 198.9 | | |
| | Flujo másico total [kg/s] | ---- | 0.44 | | |
| | DNI [W/m ²] | ---- | 850 | | |
| Resultados | Potencia térmica nominal del CCP [kW] | | 1,782 | 2,234 | 1,850 |
| | Potencia térmica útil [kW] | | 1,044 | | |
| | Área del CS [m ²] | Área de captación | 2,123 | 2,665 | 2,206 |
| | No. de CCP [-] | ---- | 204 | 720 | 176 |
| | Eficiencia del ciclo completo [%] | ---- | 5.6 | 4.49 | 5.43 |

*Los valores fueron obtenidos con las gráficas de eficiencia del CCP que se muestra en el Anexo A1.

Con este análisis se puede concluir que en la actualidad ya se cuenta con esta tecnología necesaria para el aprovechamiento de la energía solar de pequeña potencia y las aplicaciones pueden no solo ser en la producción de energía eléctrica, sino además pueden ser utilizados para calor de procesos y el uso para precalentamiento de agua para las calderas. El inconveniente en la producción de energía eléctrica se encuentra en el bloque de potencia, ya que al ser dispositivos de pequeña potencia, también lo es en su rendimiento.

4.4. Diseño del biodigestor a carga máxima

Los puntos más importantes a considerar para el adecuado dimensionamiento del biodigestor son:

- Selección de la biomasa disponible, temperatura del proceso adecuado para la óptima producción de biogás y el THR para el proceso de digestión anaeróbica
- Análisis de las propiedades físico-químicas de la biomasa (en términos de MS, MV, producción específica de biogás y metano)
- Cálculo del PCI del biogás en base al porcentaje de metano
- Selección de una caldera para el aprovechamiento del biogás a las condiciones de operación del CS, para luego realizar el acople
- Cálculo de la cantidad de biogás requerida en base a la energía útil del CS y el PCI del biogás
- Determinación de la cantidad de biomasa necesaria para la producción de biogás requerida
- Dimensionamiento del biodigestor en base a la cantidad de biomasa, TRH y temperatura de proceso.

4.4.1. Biomasa para producción de biogás

La biomasa es el tipo de energía renovable que involucra a cualquier materia orgánica. Involucra gran variedad de recursos orgánicos que pueden encontrarse dentro de:

- Cultivos energéticos
- Desechos agrícolas y pecuarios
- Residuos sólidos urbanos

La biomasa tiene también características específicas de nutrientes que lo conforman para la producción de biogás, en algunos es mayor esa cantidad, pero aun así no dejan de ser aprovechables ya que pueden combinarse con otros tipos de biomasa para acelerar el proceso y/o tener mayor producción de biogás. Dentro de los cultivos energéticos se encuentran plantaciones dedicadas a la producción de biogás, y otros cultivos que pueden ser aprovechados cuando el consumo es menor a la producción. En este estudio se selecciona el nopal, debido a las características nutrimentales y la gran variedad que se produce en México.

El rendimiento del nopal como se ha visto anteriormente tiene rendimientos de:

- Tuna: 15.7 (con riego) – 7.3 t/ha/año (en temporal)
- Nopal verdura: 60 – 100 t/ha/año
- Nopal forrajero: 141 (con riego) – 24.5 t/ha/año (en temporal)

Aunque también se han registrado rendimientos de 207.2 t/ha/año. En los estados de Michoacán y Zacatecas se han citado rendimientos de nopal de 800 t/ha/año (Aké, 2015; Arvizu, 2015).

La utilización de la biomasa en la producción de biogás puede ser aplicada mediante el proceso de digestión anaeróbica. Para este proceso se selecciona la temperatura de proceso de 35°C (condiciones mesofílicas) que de acuerdo a la literatura es el valor de temperatura óptimo dentro del biodigestor (Arvizu, 2015; Weber et al., 2012). El THR seleccionado es de 30 días, que es el tiempo cuando la materia orgánica deja de producir biogás.

4.4.2. Propiedades físico-químicas del nopal

El nopal entra dentro de los cultivos energéticos debido a la cantidad de nutrientes que contiene que si se compara con las características de otros cultivos como el maíz, el tomate, sorgo y el trigo están dentro del mismo orden. Para encontrar las características fisicoquímicas de la biomasa del nopal se hacen pruebas experimentales en laboratorios. Diversos trabajos (ver tabla 4.14.) reportan la producción de biogás y metano con cultivos de nopal.

Tabla 4. 14. Características fisicoquímicas de diferentes especies de nopal.

| Especie | Autor | Materia prima | Materia | Materia | Producción | Producción | Composición de | | |
|---------|---------------------------|--------------------------------------|---------|---------|-------------------------|-------------------------|-----------------|-----------------|--------|
| | | | seca | Volátil | | | específica | específica | biogás |
| | | | (MS) | (MV) | de biogás | de metano | % | % | % |
| | | | (% de | (% de | (m ³ /kg MV) | (m ³ /kg MV) | CH ₄ | CO ₂ | Otros |
| | | | MP) | MS) | | | | | gases |
| Nopal | Arvizu (2015) | Nopal | --- | --- | 0.71 | 0.41 | 58 | 42 | |
| Nopal | Santos et al., (2015) | Palma gigante (Optunia ficus-indica) | 8.58 | 91 | 0.52* | 0.31* | 60* | 35* | 5* |
| | | Palma gigante (Optunia ficus-indica) | 7.75 | 91 | 0.52* | 0.31* | | | |
| | | Palma miúda (Nopalea cochenillifera) | 10.33 | 91 | 0.52* | 0.31* | | | |
| Nopal | Sánchez et. al., (2016) | (Opuntia ficus-indica) | 9.4 | 79 | --- | 0.26 | --- | --- | --- |
| Nopal | Comparetti et al., (2017) | Nopal | 8 - 10 | --- | 0.62 | 0.35 | 56 | 44 | |

*Promedio de las 3 especies de nopal en el estudio.

Dentro de este análisis, varios estudios de la composición química de la biomasa de las variedades Opuntia han demostrado el nopal tiene un bajo contenido de MS que esta entre el 7 y 16% (Santos et al., 2016). Con dicha cantidad de MS presente en el nopal se requeriría de mayor cantidad de materia prima para tener la cantidad de biogás demandada.

4.4.3. Selección de la caldera

Se seleccionó una caldera que pudiera aprovechar el biogás como combustible para la generación de energía térmica. La caldera que se seleccionó es del modelo Vitomax100-HS M33A (ver figura 4.24), que se adapta a las condiciones de presión y flujo másico del CS y con ello se consigue mantener la misma cantidad de energía requerida. Por su modo de fabricación y equipamiento sus aplicaciones son amplias (VIESSMMAN, 2013).

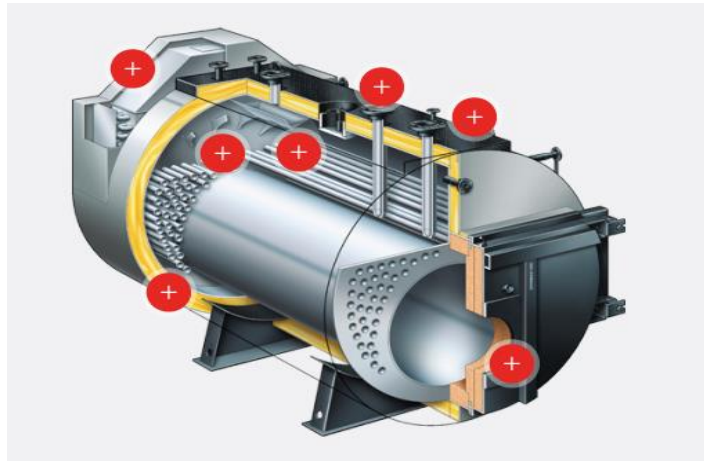


Figura 4. 24. Caldera Vitomax 100-HS M33A (VIESSMMAN, 2013).

Tabla 4. 15. Características de la caldera Vitomax 100-HS M33A (Tabla modificada a partir de VIESSMMAN 2013).

| Parámetro | Caldera | CS |
|---|---------------------------------------|-------|
| Presión de trabajo (kPa) | 608 – 1,621 | 1,520 |
| Flujo másico de vapor (kg/s) | 0.27 – 1.78 | 0.44 |
| Potencia térmica nominal (kW) | 1,135 | 1,043 |
| Eficiencia térmica nominal (%) | 90 92 con economizador | 58.5 |
| Temperatura nominal del agua en la entrada (°C) | 102 | 100 |
| Recurso de energía | Gasóleo C, o gas natural, biogás, GLP | Solar |
| Dimensiones l, a, h (mm) | 2,551 – 1,830 – 2,050 | ----- |

En la figura 4.25 se muestra el ciclo Rankine con los cuatros dispositivos principales que lo conforman, con la particularidad que para en este ciclo se utiliza la caldera para generar el vapor. Los parámetros de operación se obtienen de la tabla 4.7. que corresponden a los parámetros de operación para cada punto del ciclo Rankine completo.

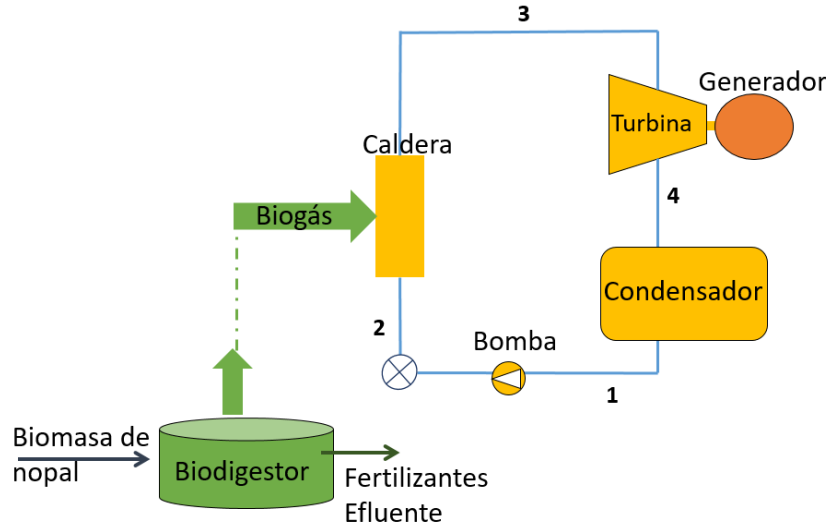


Figura 4. 25. Esquema del ciclo Rankine con caldera para el aprovechamiento del biogás.

En este trabajo se utiliza el biogás como combustible para la caldera, es por ello que se debe determinar la cantidad de biogás y biomasa requeridos para tener la potencia térmica útil.

4.4.4. Cantidad de biogás a utilizar

Para determinar la cantidad de biogás se requiere conocer el calor útil para el sistema (1043 kW), el PCI del biogás ($21528 \text{ kJ} / \text{Nm}^3$ con 60% de metano) y el rendimiento de la caldera que es de 90%. El flujo volumen requerido de biogás (\dot{v}_{bg}) se calcula como:

$$\dot{v}_{biogás} = \frac{Q_{util}}{\eta_{cal} \cdot PCI} = 0.0538 \text{ m}^3/\text{s} = 193.9 \text{ m}^3 \text{ biogás}/\text{h}$$

y

$$193.9 \text{ m}^3 \text{ biogás}/\text{h} \cdot 24 \text{ h}/\text{d} = 4653 \text{ m}^3 \text{ biogás}/\text{d}$$

Esto quiere decir que en un día completo utilizando solo este sistema, se requeriría un consumo de biogás de:

La cantidad de biomasa que puede convertirse en biogás se calcula a partir de la concentración de MV contenida en la biomasa del nopal. De la tabla 4.14 se toma la producción específica de biogás a partir de nopal, que es de:

$$0.52 \text{ m}^3 \text{ biogas}/\text{kgMV}$$

La cantidad de biomasa necesaria se calcula en base a la cantidad de biogás requerida. Se puede estimar entonces la cantidad de biomasa con:

$$\boxed{\begin{array}{l} \text{Cantidad de biomasa en} \\ \text{términos de MV} \\ (BM_{MV}) \text{ [kg MV]} \end{array}} * \boxed{\begin{array}{l} \text{Producción específica de} \\ \text{biogás términos de MV} \\ [\text{m}^3/\text{kg MV}] \end{array}} = \boxed{\begin{array}{l} \text{Cantidad de} \\ \text{biogás} \\ [\text{m}^3/\text{d}] \end{array}}$$

A partir de la relación anterior se obtiene la cantidad de biomasa en términos de MV (BM_{MV}):

$$BM_{MV} = \frac{\text{Cantidad de biogás requerida}}{\text{Producción específica de biogás}} = 8950 \text{ kgMV/d}$$

Con la BM_{MV} se calcula la cantidad de biomasa del nopal considerando valores de MV y MS del 90 y 16%, respectivamente. Se calcula la biomasa en términos de MS (BM_{MS}) y luego en términos de la biomasa total de nopal (BM_T), lo cual resulta de:

$$BM_{MS} = \frac{BM_{MV}}{\%MV} = 9944.16 \text{ kg MS/d}$$

Y

$$BM_T = \frac{BM_{MS}}{\%MS} = 62151 \text{ kg de nopal/d}$$

En caudal de biomasa ($\dot{v}_{biomasa}$), tomando la densidad del nopal de 1,060 kg/m³ (Machado-Velasco y Vélez-Ruiz, 2008) se tiene de:

$$\dot{v}_{biomasa} = 58.65 \text{ m}^3/\text{d}$$

El flujo volumétrico de biomasa que se agrega al biodigestor ($\dot{v}_{Afluente}$) con un porcentaje de dilución (%D) del 10 % resulta de:

$$\dot{v}_{Afluente} = \frac{\dot{v}_{biomasa} \cdot \%MS}{\%D} = 93.79 \text{ m}^3/\text{d}$$

El flujo volumétrico de agua (\dot{v}_{agua}) para la dilución es de:

$$\dot{v}_{agua} = \dot{v}_{Afluente} - \dot{v}_{biomasa} = 35.17 \text{ m}^3/\text{d}$$

Tomando el Tiempo de Retención Hidráulica (TRH) de 30 días se obtiene el volumen del biodigestor (V_{BD}), que resulta de:

$$V_{BD} = \dot{v}_{Afluente} \cdot TRH = 2814 \text{ m}^3$$

Es el volumen del biodigestor para generar la energía requerida en un día completo con solo el sistema de biogás incorporado al ciclo Rankine.

Como ya se ha calculado la cantidad de biomasa que se requiere, ahora lo que sigue es calcular el número de hectáreas de terreno para producir la biomasa de nopal. Diariamente se requiere de 62.151 t de nopal; anualmente se requiere de 22,658 t de nopal, además se tiene un rendimiento estimado del nopal forrajero de 141 t/ha-año con riego. Con este rendimiento se puede calcular el terreno que ocuparía producir esta cantidad de biomasa, el cual resulta de:

$$A_{cosecha} = \frac{22658 \text{ t/año}}{141 \text{ t/ha} \cdot \text{año}} = 160.9 \text{ ha}$$

También se realizaron los cálculos para encontrar la energía útil con el software Biodigestor (Aqualimpia Engineering E.K.), y así obtener la cantidad de biomasa y el volumen de biodigestor. La biomasa que se utilizó en dicho cálculo fue el de forraje de maíz; que tiene las mismas características en cuanto a la producción específica de biogás (0.5 m³/kg-MV) que el nopal, pero no así en el porcentaje de MS y MV. Es por ello que se tomaron estos porcentajes correspondientes a los del nopal para comparación del tipo de biomasa.

Se estimó un volumen del biodigestor de 2839.68 m³ alimentando con 60 toneladas de forraje de maíz con 16% de MS, 90% MV; el TRH de 30 días. Los valores varían debido a la composición y a que las características físico-químicas de cada tipo de biomasa son muy diferentes.

4.5. Acoplamiento con el sistema de biogás

Existen en la actualidad varios SH con diferentes fuentes de energías renovables y con diversas formas de acoplamiento, y por lo general se utilizan para la generación de energía térmica y/o eléctrica, que de igual forma depende de las aplicaciones que se le quiera dar al SH.

En este estudio se toman dos fuentes de energías renovables para conformar un sistema híbrido solar-biomasa, ambos acoplados en un ciclo Rankine, para la generación de energía eléctrica de forma continua, tomando al sistema de biomasa como sistema de apoyo. Es por ello que con base a la revisión de literatura y objetivos planteados se proponen dos acoplamientos del sistema híbrido que son los que se presentan a continuación.

4.5.1. Propuesta de sistema híbrido en serie

En esta configuración de sistema híbrido el acople mantiene unidos todos los componentes del ciclo Rankine en una sola línea. El fluido de trabajo pasa primero por el campo solar para incrementar su energía y luego a la caldera como se observa en la Figura 4.26.

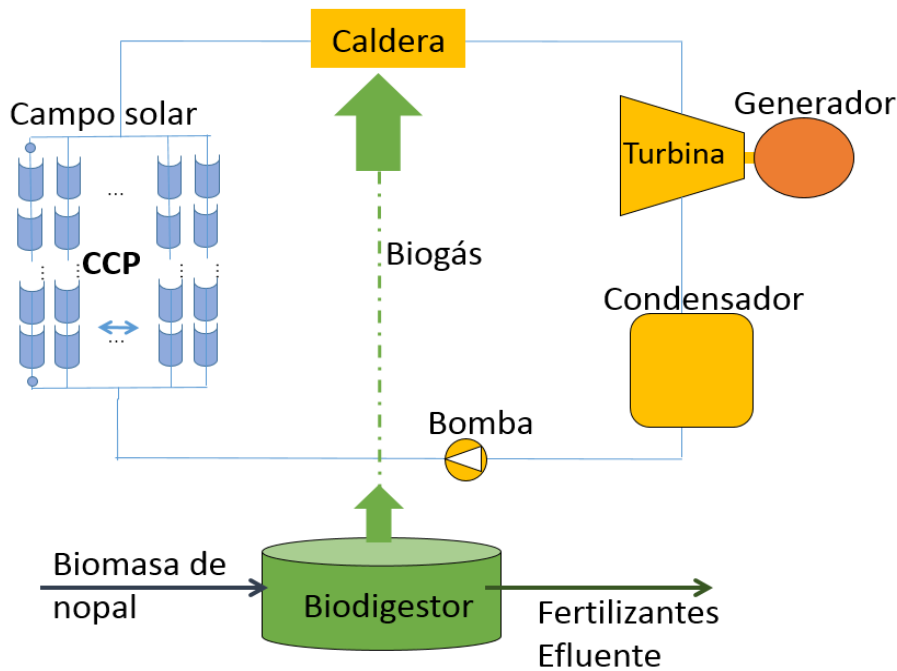


Figura 4. 26. Sistema híbrido en serie.

Con este con este acoplamiento se mantienen en operación ambos sistemas en todo momento. Tiene la ventaja de aprovechar la energía del sol con el CS para precalentar el agua y con la caldera llegar a condiciones de vapor sobrecalentado. El control de la energía que requiere la unidad de potencia estará a cargo de la caldera, ya que es el último elemento por donde pasa el agua antes de entrar a la turbina. La desventaja con este sistema deriva de que su funcionamiento puede ser solo de día, limitando su funcionamiento en horarios nocturnos.

4.5.2. Propuesta de sistema híbrido en paralelo

Con este tipo de acoplamiento el CS de CCP se conecta en forma paralela con una caldera (ver figura 4.27), donde los dos sistemas pueden funcionar de forma separada, utilizando el CS para aprovechar la energía de la radiación del sol durante el día y por las noches la caldera, que estará alimentada por biogás.

También con este acople se puede utilizar de forma conjunta, cuando el CS no es capaz de producir la energía requerida; a causa de diferentes factores del clima, el cual puede tomar parte de la energía del sistema de apoyo para suplir la energía faltante. La ventaja de este acople es poder generar la cantidad de vapor en horas donde la radiación solar se ve disminuida. Otra ventaja con este acople se tiene mayor control de la energía que se produce en cada sistema.

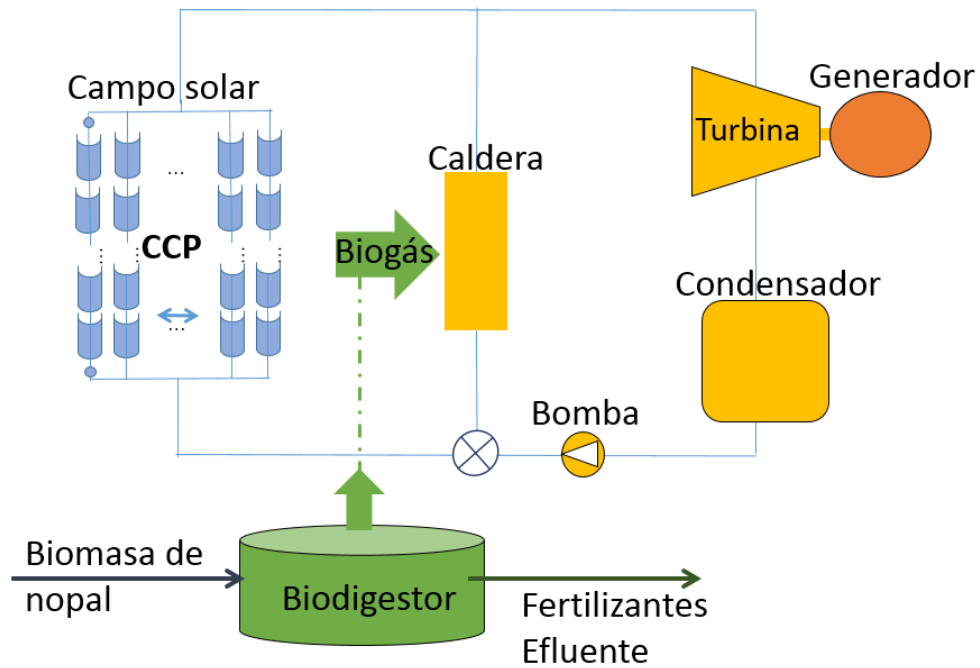


Figura 4. 27. Sistema híbrido en paralelo.

El inconveniente que se tiene con este acoplamiento es el sobredimensionamiento del CS para determinar las horas de operación del mismo, menor producción de energía a causa de las condiciones nominales de operación del CS y el bloque de potencia, por consiguiente menor rendimiento en el ciclo Rankine. En la tabla 4.16. se muestran las principales ventajas y desventajas de los acoples para los sistemas Solar y Biomasa.

Tabla 4. 16. Ventajas y desventajas de un SH solar biomasa en serie y paralelo.

| Tipo de acople | Ventajas | Desventajas |
|-----------------------|---|---|
| SH en serie | <ul style="list-style-type: none"> • CS para precalentamiento de agua • Control de energía con la caldera • Mayor producción de energía • Mayor horas de operación de forma conjunta | <ul style="list-style-type: none"> • Funcionamiento solo de día • Mayor consumo de biocombustible • Paradas continuas del ciclo Rankine |
| SH en paralelo | <ul style="list-style-type: none"> • Mayor control por cada sistema • Funcionamiento de forma separada y conjunta • Proporción de energía en cada sistema • Energía continua a lo largo del día | <ul style="list-style-type: none"> • Sobre dimensionamiento del CS • Menor producción de energía • Menor rendimiento en el ciclo Rankine |

En base a lo anterior se selecciona un acople en paralelo de los sistemas por el hecho de que la energía se requiere de forma continua y esto se logra de la mejor manera con el SH en paralelo.

El rendimiento del SH en paralelo se calcula con la suma de la energía que aporta cada sistema y así alcanzar la energía requerida por la unidad de potencia (Zhang et al., 2016). Se tienen entonces las siguientes relaciones para calcular el rendimiento térmico y total del SH:

$$\eta_{t,SH} = 1 - \left(\frac{\dot{Q}_{condensador}}{\dot{Q}_{u,captador} + \dot{Q}_{u,caldera}} \right) \quad (4.1)$$

y

$$\eta_{G,SH} = \frac{\dot{W}_{e,neto}}{\dot{Q}_{solar} + \dot{Q}_{comb}} = \frac{\dot{W}_{e,gen} - \dot{W}_B}{\dot{Q}_{solar} + \dot{Q}_{comb}} \quad (4.2)$$

donde:

$\eta_{t,SH}$ – Rendimiento térmico del SH

$\eta_{G,SH}$ – Rendimiento global del SH

CAPÍTULO 5. ANÁLISIS DEL SISTEMA HÍBRIDO

En este capítulo se presenta el análisis del acoplamiento y funcionamiento del sistema híbrido que forma parte del último punto de la metodología planteada. Se hace un dimensionamiento del SH con los dos sistemas funcionando de forma paralela.

5.1. Determinación de las horas de operación para cada sistema

El dimensionamiento de cada sistema requiere del establecimiento de las horas de operación más adecuadas para cada uno de ellos, y así poder cuantificar la cantidad de energía que pueden aportar.

Se toma como punto de partida la radiación solar de un día típico de verano (25 de mayo) de Cd. Juárez, Chihuahua. La radiación solar global, directa y difusa se muestran en la Figura 5.1. Se observa que tienen sus puntos máximos al medio día, con valores de 1100 y 994 W/m^2 para la radiación global y directa, respectivamente.

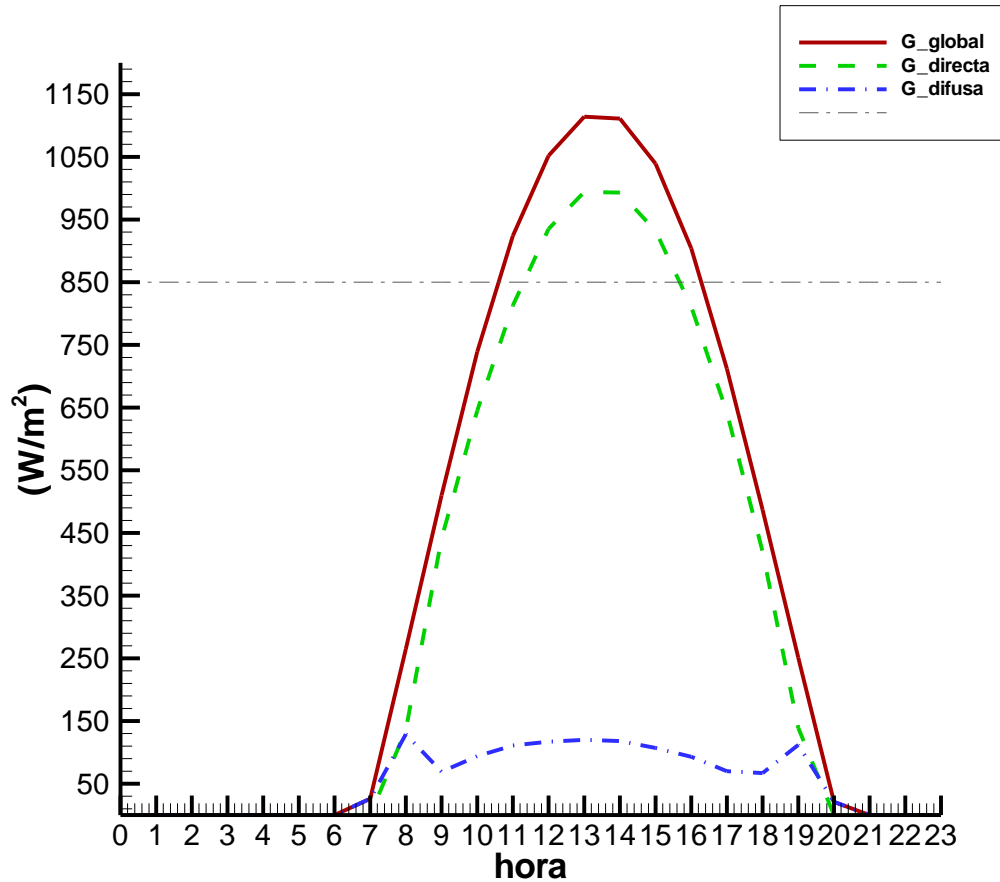


Figura 5. 1. Radiación solar global, directa y difusa para Cd. Juárez, Chihuahua, para el 25 de mayo. (TMY2, TRNSYS).

La radiación que se aprovecha con los CCP es la directa; conocida también como DNI (por sus siglas en inglés). En la Figura 5.1 se observa que se tienen aproximadamente 12 horas al día (de las 8 a las 19 horas) de radiación solar directa de las cuales 4.5 horas corresponden al valor de punto de diseño de $850 \text{ W}/\text{m}^2$, durante este intervalo de tiempo el campo solar funcionaría de forma independiente.

5.2. Potencia térmica útil con el campo solar

Se calculó previamente el área de captación del CS a una potencia nominal; basados en los parámetros de punto de diseño, siendo de 2114 m². Los parámetros de operación del CS son los que se muestran en la Tabla 5.1 y la potencia térmica útil es de 1043 kW requerido para la unidad de potencia.

Tabla 5. 1. Parámetros de operación de los CCP y la turbina.

| Parámetro | CCP | | Turbina |
|---------------------------|----------------------|-------------------------------|---------------------|
| | Entrada (Punto 2) | Salida / Entrada (Punto 3) | Salida (Punto 4) |
| Presión (kPa) | 1,600 | 1,520 | 101.3 |
| Temperatura (°C) | 100 | 198.9 (T _{sat}) | 99.9 |
| Calidad de vapor | 0 | 1 | 0.85 |
| Entalpía (kJ/kg) | 420.4 | 2792 | 2334 |
| Flujo másico total (kg/s) | 0.44 | | |

El análisis de la potencia térmica útil del campo solar a diferentes valores de DNI se representa en la Tabla 5.2, incluyendo la eficiencia global del captador.

El DNI mínimo aprovechable para los CCP se encuentra entre los valores de 300 a 400 W/m² (Rovira et al., 2016; Zhang et al., 2016). Bajo este criterio, el funcionamiento del campo solar se tiene entre las 9:00 y las 18:00 horas, lo que indica que el campo solar podría estar funcionando prácticamente 10 horas. Los resultados de la potencia de radiación solar (Q_{solar}) y la potencia térmica útil ($Q_{u,captador}$) que se pueden producir con el CS se muestran en la tabla 5.2.

Tabla 5. 2. Potencia térmica útil del captador a diferentes valores de DNI.

| Hora | DNI W/m ² | Q_{solar} kW | $Q_{u,captador}$ kW | $\eta_{captador}$ (%) |
|------|-------------------------|-------------------|------------------------|--------------------------|
| 6 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 |
| 7 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 |
| 8 | 136.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 |
| 9 | 441.0 | 919.8 | 391.3 | 42.5 |
| 10 | 645.0 | 1,345.0 | 714.0 | 53.0 |
| 11 | 813.0 | 1,696.0 | 979.8 | 57.7 |
| 12 | 935.0 | 1,950.0 | 1,173.0 | 60.1 |
| 13 | 994.0 | 2,073.0 | 1,266.0 | 61.0 |
| 14 | 993.0 | 2,071.0 | 1,265.0 | 61.0 |
| 15 | 932.0 | 1,944.0 | 1,168.0 | 60.0 |
| 16 | 811.0 | 1,691.0 | 976.6 | 57.7 |
| 17 | 642.0 | 1,339.0 | 709.3 | 52.9 |
| 18 | 420.0 | 876.0 | 358.1 | 40.8 |
| 19 | 139.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 |
| 20 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 |

Otro parámetro que se ve afectado por el cambio de DNI es el rendimiento global del CCP, ya que dicho rendimiento es función de la temperatura media del fluido, la temperatura ambiente y el DNI. El rendimiento global es de 58.57% calculado con los parámetros de punto de diseño.

El funcionamiento del CS de forma independiente ocurre a partir de las 11:15 hasta las 15:45 que son 4.5 horas aproximadamente, a causa de que en ese lapso de tiempo el DNI es $\geq 850 \text{ W/m}^2$, como se muestra en la Figura 5.2.

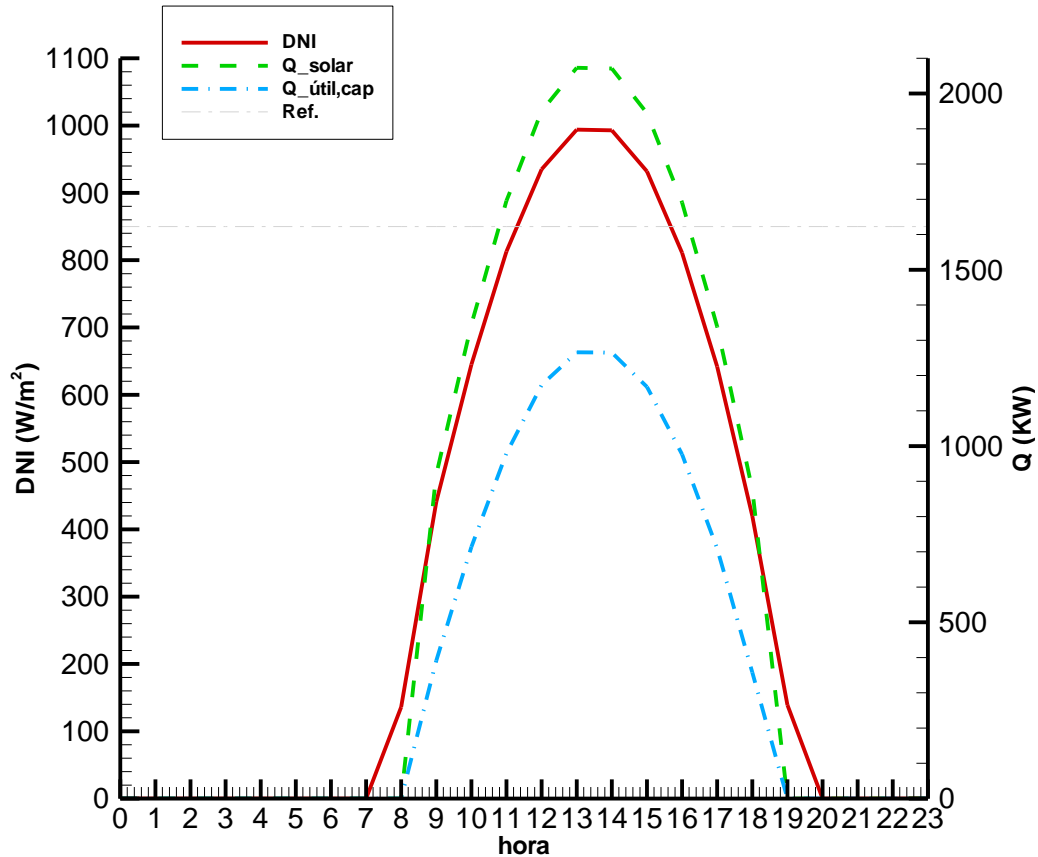


Figura 5. 2. DNI, Q solar y Q útil en las horas de operación del CS.

La potencia térmica máxima que se puede tener con el CS es de 1266 kW, lo que podría aumentar la potencia en el generador eléctrico, pero solo en un periodo de tiempo muy corto, de ahí la importancia de establecer los parámetros de diseño del CS para tener mayores horas de operación.

5.2.1. Sobredimensionamiento del CS

Cuando se seleccionan los parámetros de punto de diseño se establecen también las condiciones nominales de operación del bloque de potencia. Cuando el valor del DNI supera a los valores que se establecieron en el punto de diseño se puede decir que se tiene un Sobredimensionamiento (SD) del CS. El SD relaciona entonces la potencia térmica máxima que suministra el CS ($Q_{\text{útil maximo del captador}}$) por arriba del punto de diseño entre la potencia térmica nominal establecida para la unidad de potencia (Montes, 2008), como se muestra en la siguiente ecuación:

$$SD = \frac{Q_{\text{útil máximo del captador}}}{Q_{\text{Requerido en el bloque de potencia}}} = \frac{1266 \text{ kW}}{1043 \text{ kW}} = 1.2$$

El resultado de esta relación se le conoce como múltiplo solar, y tiene valores aceptables en el rango de 1 a 1.3 para el dimensionamiento del CS.

5.3. Determinación del tiempo de funcionamiento simultáneo de ambos sistemas

De la tabla 5.2 se tiene que el CS puede seguir produciendo energía pero en menor cantidad cuando el DNI es mayor a 400 W/m² y menor a 850 W/m², para poder tener la potencia térmica requerida con el uso del sistema de biogás. En la Tabla 5.3 se muestra la energía útil suministrada por los CCP a lo largo del día, y con ello se determinó la cantidad de energía requerida con el sistema de apoyo.

Tabla 5. 3. Energía útil producida por cada sistema.

| Hora | Q _{solar} kW | Q _{u,captador} kW | Q _{u,biogás} kW | Cantidad de biogás m ³ | Q _{u,total} kW |
|------|--------------------------|-------------------------------|-----------------------------|---|----------------------------|
| 0 | 0.0 | 0.0 | 1043.0 | 193.79 | 1,043.0 |
| 1 | 0.0 | 0.0 | 1043.0 | 193.79 | 1,043.0 |
| 2 | 0.0 | 0.0 | 1043.0 | 193.79 | 1,043.0 |
| 3 | 0.0 | 0.0 | 1043.0 | 193.79 | 1,043.0 |
| 4 | 0.0 | 0.0 | 1043.0 | 193.79 | 1,043.0 |
| 5 | 0.0 | 0.0 | 1043.0 | 193.79 | 1,043.0 |
| 6 | 0.0 | 0.0 | 1043.0 | 193.79 | 1,043.0 |
| 7 | 0.0 | 0.0 | 1043.0 | 193.79 | 1,043.0 |
| 8 | 0.0 | 0.0 | 1043.0 | 193.79 | 1,043.0 |
| 9 | 919.8 | 391.3 | 651.7 | 121.08 | 1,043.0 |
| 10 | 1,345.0 | 714.0 | 329.0 | 61.12 | 1,043.0 |
| 11 | 1,696.0 | 979.8 | 63.2 | 11.74 | 1,043.0 |
| 12 | 1,950.0 | 1,173.0 | 0.0 | 0.00 | 1,043.0 |
| 13 | 2,073.0 | 1,266.0 | 0.0 | 0.00 | 1,043.0 |
| 14 | 2,071.0 | 1,265.0 | 0.0 | 0.00 | 1,043.0 |
| 15 | 1,944.0 | 1,168.0 | 0.0 | 0.00 | 1,043.0 |
| 16 | 1,691.0 | 976.6 | 66.4 | 12.33 | 1,043.0 |
| 17 | 1,339.0 | 709.3 | 333.7 | 62.00 | 1,043.0 |
| 18 | 876.0 | 358.1 | 684.9 | 127.25 | 1,043.0 |
| 19 | 0.0 | 0.0 | 1043.0 | 193.79 | 1,043.0 |
| 20 | 0.0 | 0.0 | 1043.0 | 193.79 | 1,043.0 |
| 21 | 0.0 | 0.0 | 1043.0 | 193.79 | 1,043.0 |
| 22 | 0.0 | 0.0 | 1043.0 | 193.79 | 1,043.0 |
| 23 | 0.0 | 0.0 | 1043.0 | 193.79 | 1,043.0 |

Se estimaron entonces 5.5 horas de operación conjunta a partir de las 9:00 y hasta las 11:15 horas y de las 15:45 a las 18 horas. Para el primer periodo de tiempo se tiene que el sistema de biogás disminuye su aportación de energía debido a que el CS comienza a aprovechar la energía solar. En tanto que para el segundo periodo el sistema de apoyo tiene mayor aportación de energía hasta llegar a la carga máxima; cuando el CS ya no produce energía.

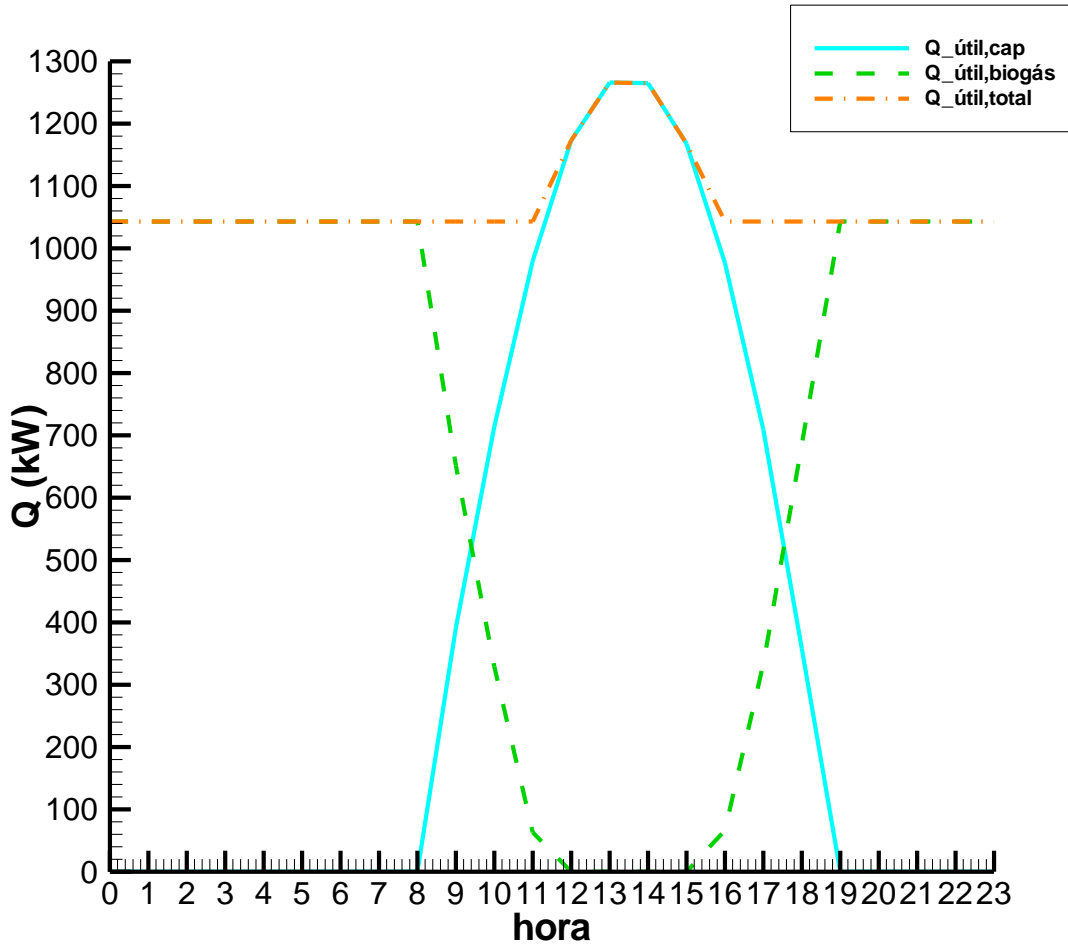


Figura 5. 3. Energía térmica útil para cada sistema.

En la figura 5.3 se observa que la energía que debe suministrar el sistema de apoyo depende de la energía aportada por el CS, mientras mayor sea esta cantidad de energía menor será lo que se requiere con el sistema de apoyo.

Durante un día completo transcurren los tres modos de operación requiriéndose una producción neta de biogás de 3,108.6 m³/d. Como la producción de biogás en el biodigestor se consideró constante a lo largo del día (129.52 m³/h), cuando el sistema de apoyo no esté operando a su máxima capacidad el biogás será almacenado, para su posterior aprovechamiento.

La producción, consumo y almacenamiento de biogás a cada hora se presenta en la figura 5.4. Se toma como punto de referencia para este análisis el almacenamiento a las 9 horas; puesto que para ese momento se tiene que la producción de biogás supera al consumo.

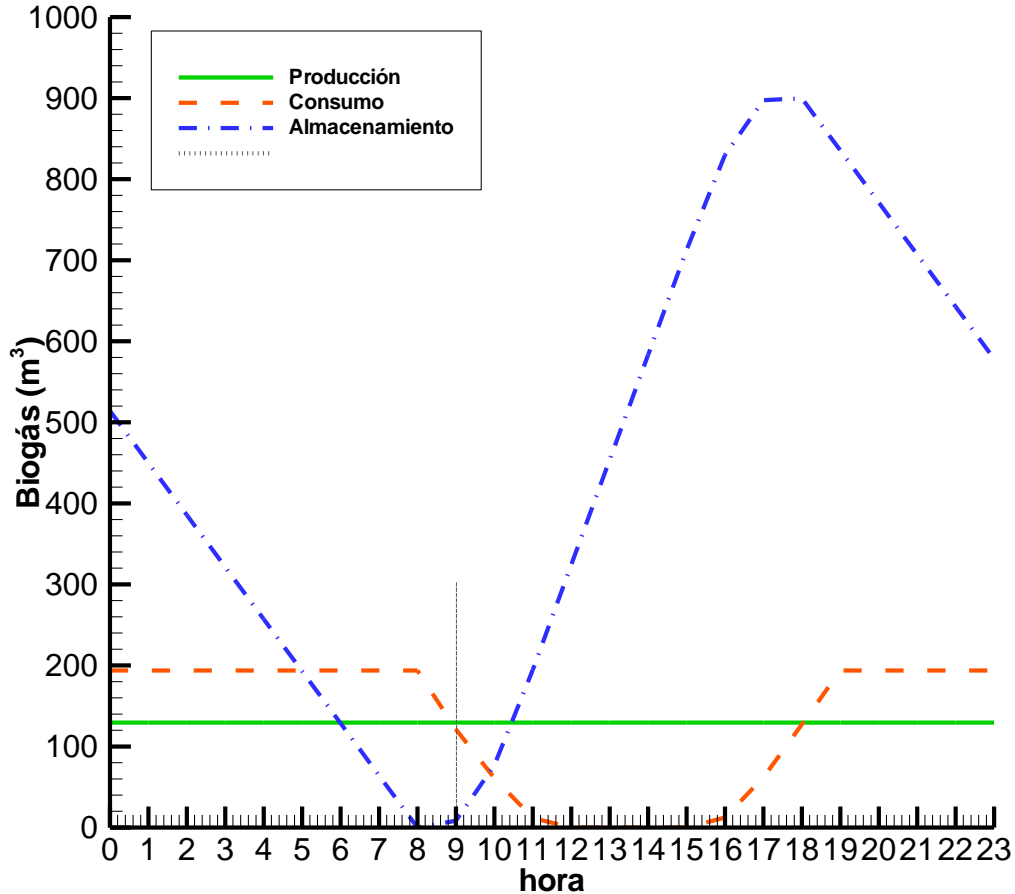


Figura 5. 4. Producción, consumo y almacenamiento del biogás para el SH propuesto.

La máxima cantidad de biogás almacenada corresponde a 899 m³ y ocurre a las 18 horas, a partir de esta hora disminuye su almacenamiento.

5.4. Redimensionamiento del biodigestor

El tamaño del biodigestor está relacionado con la cantidad de energía requerida a partir del biogás, en función de la energía que proporciona el CS. Aplicando la misma metodología planteada en el capítulo 4 para el dimensionamiento del biodigestor se obtiene como resultado una cantidad de biomasa de nopal de 41.5 t/d y un volumen de biodigestor de 1880 m³ para digerir dicha cantidad de biomasa. El rendimiento de producción de nopal es de 141 t/ha-año por lo que el área de cosecha requerida es de 107.5 ha.

En la figura 5.5 se presenta el dimensionamiento final del SH así como las condiciones de operación de cada uno de sus componentes.

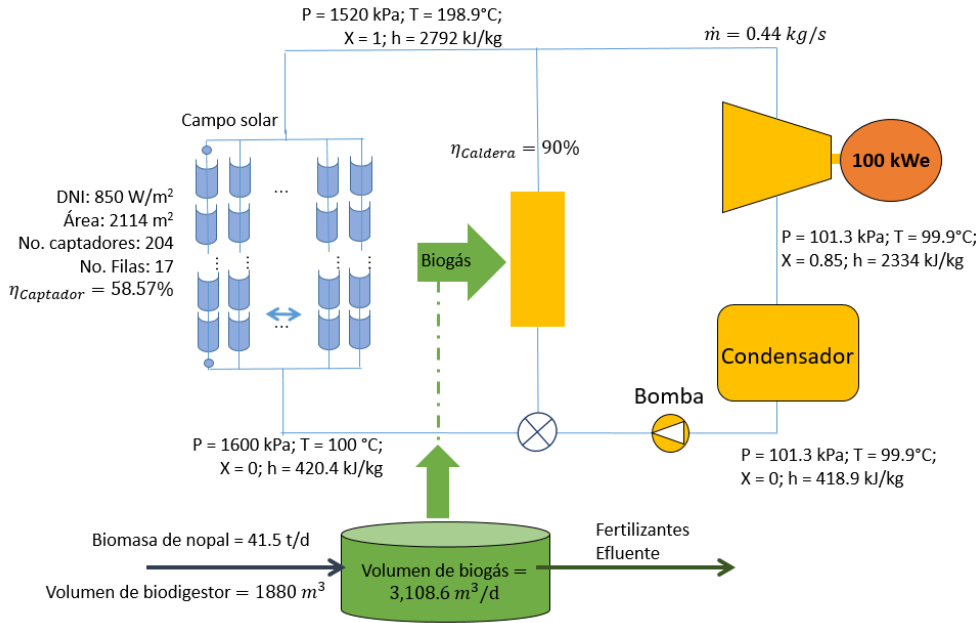


Figura 5. 5. Esquema del sistema híbrido solar-biomasa propuesto.

Teniendo entonces 3 modos de operación:

- Funcionamiento solo del campo solar (4.5 horas)
- Funcionamiento solo del sistema de biogás (14 horas)
- Funcionamiento de ambos sistemas (5.5 horas)

En la Tabla 5. 4. se resumen las horas de operación de cada sistema y la cantidad de energía que aporta cada uno de ellos. La energía es calculada en base a las horas de operación que tiene el sistema híbrido en cada etapa de funcionamiento.

Tabla 5. 4. Características del SH en diferentes modos de operación.

| Sistema | Fuente de energía | Tecnología de aprovechamiento de energía | Dimensionamiento del sistema [Área del CS, m ² ; Volumen de biodigestor, m ³] | Horas de operación [h] | Potencia térmica útil [kW] | Energía térmica útil [kWh] | Potencia eléctrica neta [kW] | Energía eléctrica neta [kWh] | Rendimiento total del ciclo [%] |
|--------------|-------------------|--|--|---------------------------|-------------------------------|-------------------------------|---------------------------------|---------------------------------|------------------------------------|
| CS | Solar | Campo solar con CCP | 2114; 0 | 4.5 | | 4693.5 | | 455.4 | 5.67 |
| Biogás | Biomasa | Caldera con biogás | 0; 1880 | 14 | 1043 | 14602 | 101.2 | 1416.8 | 8.67 |
| SH | Solar-biomasa | Campo solar – Caldera biogás | 2114; 1880 | 5.5 | | 5736.5 | | 556.6 | 6.16 |
| Total | | | | 24 | | 25032 | | 2428.8 | |

La producción de energía eléctrica para el día típico es de 2428.8 kWh/d, teniendo mayor aportación el sistema de biogás que representa un 58% en operación nocturna, contra un 19% del campo solar operando por sí solo.

La eficiencia del 6.16% en el SH es a causa de que la turbina no se está aprovechando a su máxima capacidad (250 kWe) dado que la condición de diseño establecida fue de 100 kWe.

5.5. Efecto de la temperatura del agua a la entrada del campo solar

Con el propósito de aprovechar mejor el calor del condensador y ser utilizado en algún tipo de proceso (cogeneración), se hace un análisis del comportamiento del CS a diferentes temperaturas de entrada.

En la Tabla 5.5 se muestra la energía que se puede aprovechar del condensador y el área de captación del CS a diferentes temperaturas del agua a la entrada, utilizando las condiciones nominales de operación para el CS.

Tabla 5. 5. Efecto de la temperatura de entrada del agua sobre el dimensionamiento del CS.

| $\dot{Q}_{condensador}$ [kW] | T_4 (Entrada al CS) [°C] | \dot{Q}_{solar} [kW] | $\dot{Q}_{captador}$ [kW] | A_{CS} [m ²] | No. CCP [-] |
|---------------------------------|----------------------------------|---------------------------|------------------------------|-------------------------------|----------------|
| 1010.0 | 10.0 | 1,964.0 | 1,209.0 | 2,343.0 | 226.0 |
| 991.4 | 20.0 | 1,946.0 | 1,191.0 | 2,321.0 | 224.0 |
| 973.0 | 30.0 | 1,928.0 | 1,172.0 | 2,299.0 | 221.8 |
| 954.6 | 40.0 | 1,909.0 | 1,154.0 | 2,276.0 | 219.6 |
| 936.2 | 50.0 | 1,889.0 | 1,136.0 | 2,253.0 | 217.4 |
| 917.8 | 60.0 | 1,869.0 | 1,117.0 | 2,229.0 | 215.1 |
| 899.4 | 70.0 | 1,848.0 | 1,099.0 | 2,204.0 | 212.7 |
| 881.0 | 80.0 | 1,827.0 | 1,080.0 | 2,179.0 | 210.2 |
| 862.5 | 90.0 | 1,805.0 | 1,062.0 | 2,152.0 | 207.6 |
| 844.1 | 100.0 | 1,782.0 | 1,044.0 | 2,125.0 | 205.0 |

Considerando el caso de 40 °C se estimó un área de captación de 2276 m² requiriéndose de 220 CCP; 16 CCP más respecto al caso de 100°C. En la tabla 5.6 se presenta la comparación entre estos dos casos.

Tabla 5. 6. Comparación de los casos 1 y 2.

| Casos de estudio | Temperatura a la entrada del CS [°C] | Flujo másico [kg/s] | Área de captación [m ²] | No. CCP [-] | No. Filas [-] | No. CCP c/fila [-] | Longitud c/fila [m] | Flujo másico c/fila [kg/s] |
|------------------|---|------------------------|--|----------------|------------------|-----------------------|------------------------|-------------------------------|
| Caso 1 (C1) | 40 | 0.44 | 2276 | 220 | 20 | 11 | 109.60 | 0.0220 |
| Caso 2 (C2) | 100 | 0.44 | 2125 | 204 | 17 | 12 | 119.58 | 0.0259 |

La configuración del CS con temperatura a la entrada de 40°C se muestra en la Figura 5.6.

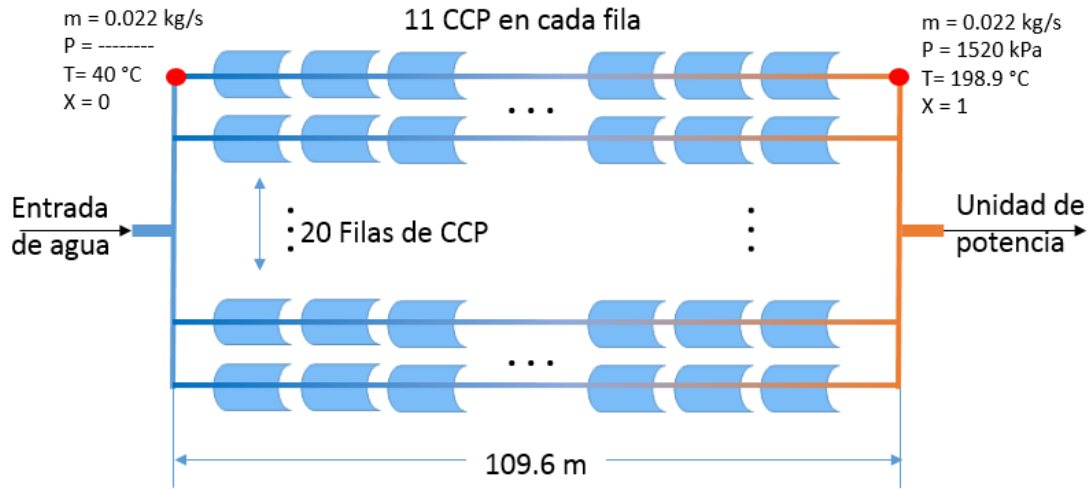


Figura 5. 6. Configuración del campo solar con temperatura del agua a la entrada de 40°C.

Las diferencias del comportamiento termohidráulico del flujo agua vapor para ambos casos se presentan en las figuras 5.7. y 5.8.

Se observa que para el caso 2 la evaporación ocurre un poco antes, pero en el caso 1 la evaporación a lo largo de la fila es más rápida. Esto se debe a que la longitud de cada fila para el caso 1 es menor que para el caso 2, así también lo es el flujo másico. Las diferencias que se encontraron para los casos analizados se deben principalmente a que se tiene dos configuraciones de campo solar muy diferentes.

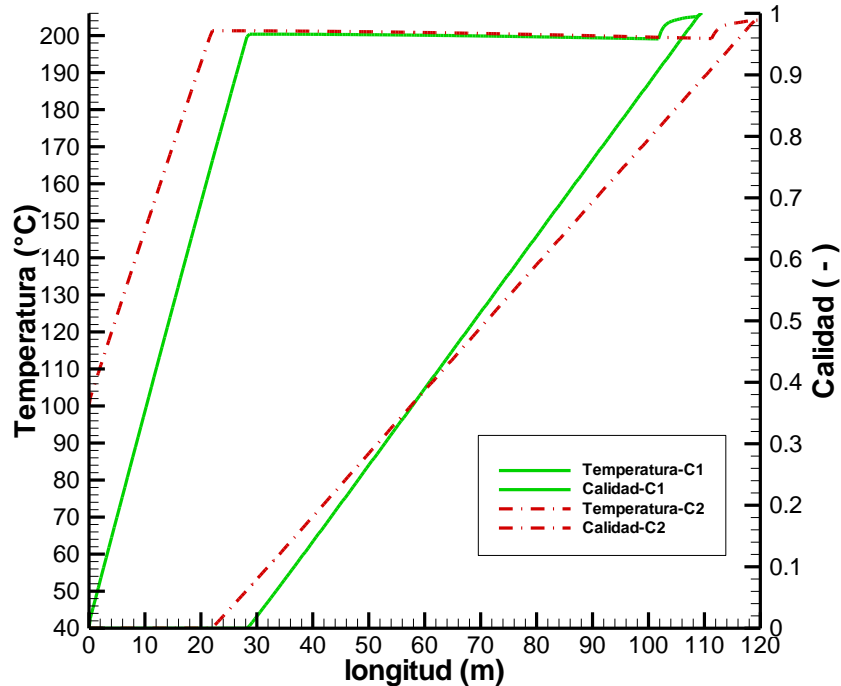


Figura 5. 7. Perfiles longitudinales de temperatura y calidad con 100 y 40°C del agua a la entrada del campo solar.

Con respecto al análisis de presión (ver figura 5.8.) se tiene menor pérdida para el caso 1 resultando una diferencia de 50 kPa, esto es por la configuración que se ha adoptado para el CS, mientras que para el caso 2 la pérdida de presión es de 80 kPa.

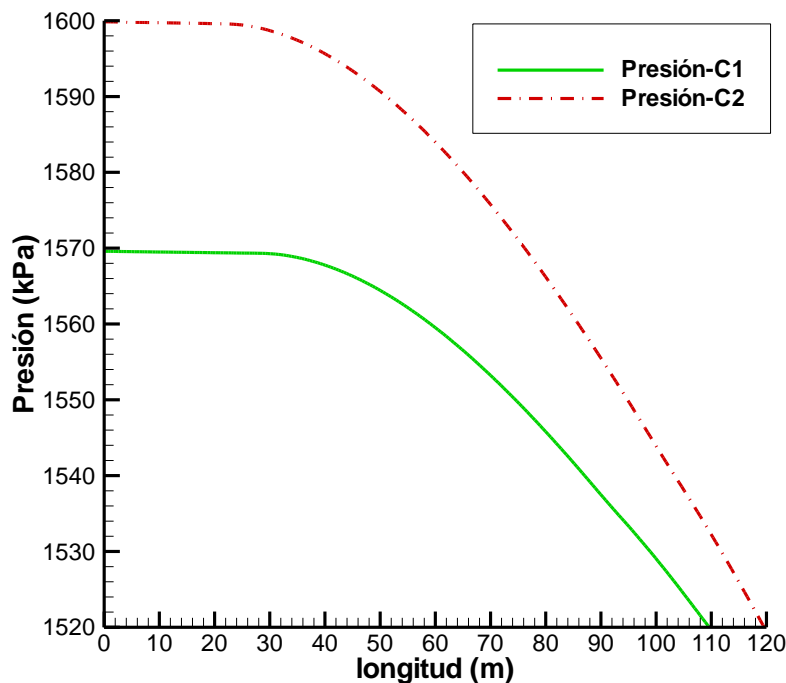


Figura 5. 8. Perfiles longitudinales de presión en el tubo absorbedor con temperatura del agua a la entrada del campo para los casos 1 y 2.

5.6. Estimación del tamaño de la población que sería abastecida de energía eléctrica mediante el SH

Como se estableció en el planteamiento de la tesis el SH está pensado para suministro de energía eléctrica a viviendas de poblaciones rurales.

De acuerdo al catálogo de soluciones de electrificación en comunidades rurales y zonas urbanas marginadas emitido por el Fondo de Servicio Universal Eléctrico (FSUE) y la Secretaría de Energía (SENER) dan a conocer conceptualmente posibles soluciones para electrificación de este tipo de poblaciones.

Incluyen una instalación básica de la vivienda con suministro eléctrico, con una estimación de los electrodomésticos y equipos que se podrían conectar a la instalación eléctrica (ver Tabla 5.7.).

Tabla 5. 7. Dispositivos y electrodomésticos en una vivienda en condiciones de aislamiento (Modificado de FSUE y SENER, 2016).

| Equipo | Cantidad | Potencia (W) | Horas de uso | Potencia total (W) | Consumo (Wh/d) |
|---|-----------------|---------------------|---------------------|---------------------------|-----------------------|
| Iluminación con focos incandescentes | 2 | 100 | 5 | 200 | 1000 |
| Iluminación con focos ahorradores | 2 | 50 | 5 | 100 | 500 |
| Ventilador | 1 | 60 | 1 | 60 | 60 |
| Minicomponente | 1 | 35 | 1 | 35 | 35 |
| Radio portátil de 2 vías | 1 | 35 | 1 | 35 | 35 |
| Refrigerador 11 pies | 1 | 190 | 12 | 190 | 2280 |
| Licuada | 1 | 600 | 0.083 | 600 | 49.8 |
| Televisión LED 24" | 1 | 27.5 | 6 | 27.5 | 165 |
| Total | | 1097.5 | | 1247.5 | 4124.8 |

Se incluye además un centro educativo rural de dos salones de clases y un centro de salud de dos consultorios y sala de espera.

Tabla 5. 8. Dispositivos que podrían alimentar un centro educativo (Modificado de FSUE y SENER, 2016).

| Equipo | Cantidad | Potencia (W) | Horas de uso | Potencia total (W) | Consumo (Wh/d) |
|-----------------------------|----------|--------------|--------------|--------------------|----------------|
| Pizarrón interactivo | 1 | 650 | 4 | 650 | 2,600 |
| ventilador de techo | 2 | 60 | 4 | 120 | 480 |
| Sistema de sonido | 1 | 23 | 2 | 23 | 46 |
| Iluminación | 5 | 50 | 4 | 250 | 1,000 |
| Esquipo de cómputo portátil | 3 | 65 | 4 | 195 | 780 |
| Tableta electrónica | 12 | 5 | 4 | 60 | 240 |
| Radio portátil de dos vías | 1 | 35 | 4 | 35 | 140 |
| Total | | 888 | | 1333 | 5,286 |

Tabla 5. 9. Dispositivos que podrían alimentar un centro de salud (Modificado de FSUE y SENER, 2016).

| Equipo | Cantidad | Potencia (W) | Horas de uso | Potencia total (W) | Consumo (Wh/d) |
|-----------------------------|----------|--------------|--------------|--------------------|----------------|
| Refrigerador 11 pies | 1 | 190 | 12 | 190 | 2,280 |
| Radio portátil de dos vías | 1 | 35 | 4 | 35 | 140 |
| Ventilador de techo | 2 | 60 | 5 | 120 | 600 |
| Esterilizador | 1 | 550 | 2.5 | 550 | 1,375 |
| Iluminación | 4 | 50 | 5 | 200 | 1,000 |
| Esquipo de cómputo portátil | 2 | 65 | 4 | 130 | 520 |
| Total | | 950 | | 1,225 | 5,915 |

De la Tabla 5.7 se establece que el consumo de energía eléctrica en una vivienda tipo rural es de 4124.8 Wh (4.124 kWh) con todos los aparatos electrodomésticos considerados. Por consiguiente, el número de viviendas que se pueden abastecer con el sistema híbrido es:

$$No. Casas = \frac{Produccion\ de\ energia\ electrica}{Consumo} = \frac{2,400\ kWh/d}{4.124\ kWh/d} \approx 582$$

Para incluir un centro educativo y un centro de salud, se toma la potencia efectiva de generación (100 kWe) y se resta la potencia que demanda cada uno de ellos. La potencia resultante se destina para su uso en viviendas, lo que resulta de:

$$No. Casas = \frac{(2,400 - 5.915 - 5.286)kWh/d}{4.124\ kWh/d} \approx 580$$

5.7. Operación del SH para diferentes escenarios de consumo

Se consideran 2 escenarios adicionales al ya establecido de potencia constante de 100 kWe.

5.7.1. Demanda de energía eléctrica de Cd. Juárez

La demanda de energía eléctrica en Cd. Juárez, Chihuahua, para el día 25 de mayo de 2016, de acuerdo al “Centro Nacional de Control de Energía”, tiene un máximo de 714.8MW (a las 15:00 horas) y un mínimo de 502.8 MW(a las 5:00 horas). El comportamiento de la demanda de energía (en porcentaje de consumo eléctrico) durante el día se muestra en la Figura 5.9.

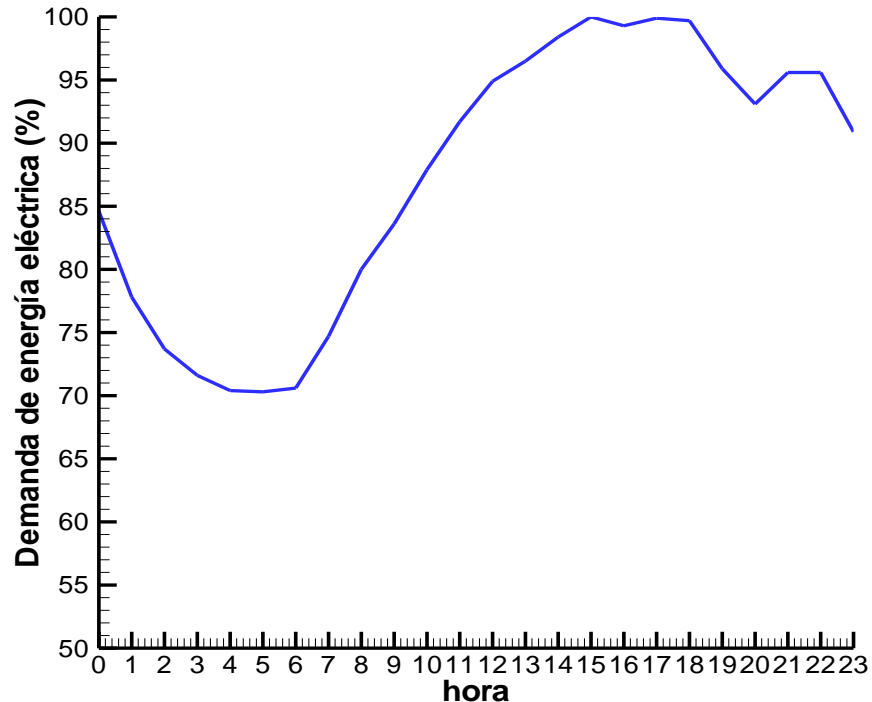


Figura 5. 9. Demanda de energía eléctrica (en porcentaje) de Cd. Juárez del día 25/05/2016. (Elaboración propia a partir de los datos del Centro Nacional de Control de Energía.)

De la Figura 5.9. se observa que la demanda de energía se incrementa a partir de las 6:00 y alcanza su máximo a las 15:00 horas. Dicha demanda disminuye a partir de las 23:00 horas teniendo un mínimo de 70% a las 4:00.

En la tabla 5.10 se establecen los datos de demanda de energía eléctrica en función a la figura 5.9; considerando la potencia máxima de 100kWe durante las horas de operación del CS por sí solo para no desaprovechar la energía solar útil disponible.

Tabla 5. 10. Demanda de energía útil y energía útil producida en cada sistema.

| hora | Demanda de energía eléctrica | Potencia eléctrica | Qu,captador | Qu,biogás | Qu,demandado | Cantidad de biogás |
|------|------------------------------|--------------------|-------------|-----------|--------------|--------------------|
| - | % | kWe | kW | kW | kW | m3 |
| 0 | 84.6 | 84.6 | 0.00 | 879.87 | 879.87 | 163.48 |
| 1 | 77.8 | 77.8 | 0.00 | 811.56 | 811.56 | 150.79 |
| 2 | 73.7 | 73.7 | 0.00 | 769.21 | 769.21 | 142.92 |
| 3 | 71.6 | 71.6 | 0.00 | 747.62 | 747.62 | 138.91 |
| 4 | 70.4 | 70.4 | 0.00 | 735.21 | 735.21 | 136.61 |
| 5 | 70.3 | 70.3 | 0.00 | 733.65 | 733.65 | 136.31 |
| 6 | 70.6 | 70.6 | 0.00 | 736.36 | 736.36 | 136.82 |
| 7 | 74.7 | 74.7 | 0.00 | 779.85 | 779.85 | 144.90 |
| 8 | 80 | 80.0 | 0.00 | 834.50 | 834.50 | 155.05 |
| 9 | 83.6 | 83.6 | 391.30 | 481.17 | 872.47 | 89.40 |
| 10 | 87.9 | 87.9 | 714.00 | 203.53 | 917.53 | 37.82 |
| 11 | 91.7 | 100.0 | 979.80 | 0.00 | 979.80 | 0.00 |
| 12 | 94.9 | 100.0 | 1173.00 | 0.00 | 1043.00 | 0.00 |
| 13 | 96.5 | 100.0 | 1266.00 | 0.00 | 1043.00 | 0.00 |
| 14 | 98.4 | 100.0 | 1265.00 | 0.00 | 1043.00 | 0.00 |
| 15 | 100 | 100.0 | 1168.00 | 0.00 | 1043.00 | 0.00 |
| 16 | 99.3 | 99.3 | 976.60 | 59.20 | 1035.80 | 11.00 |
| 17 | 99.9 | 99.9 | 709.30 | 332.97 | 1042.27 | 61.87 |
| 18 | 99.7 | 99.7 | 358.10 | 682.29 | 1040.39 | 126.77 |
| 19 | 95.9 | 95.9 | 0.00 | 1000.24 | 1000.24 | 185.85 |
| 20 | 93.1 | 93.1 | 0.00 | 971.45 | 971.45 | 180.50 |
| 21 | 95.6 | 95.6 | 0.00 | 997.73 | 997.73 | 185.38 |
| 22 | 95.6 | 95.6 | 0.00 | 997.21 | 997.21 | 185.29 |
| 23 | 90.9 | 90.9 | 0.00 | 948.61 | 948.61 | 176.26 |

En la Figura 5.11. se muestra la producción, demanda y el almacenamiento de biogás. Con esta adecuación, el sistema de apoyo requiere de menor cantidad de biogás que corresponde a 106.08 m³/h (2546 m³/d). La cantidad de biomasa de nopal que se requiere para la producción del biogás se estimó de 34 t y el volumen del biodigestor de 1,540 m³. Tomando el rendimiento de producción de nopal (141 t/h -año), que para este último caso se requiere de 88 hectáreas aproximadamente.

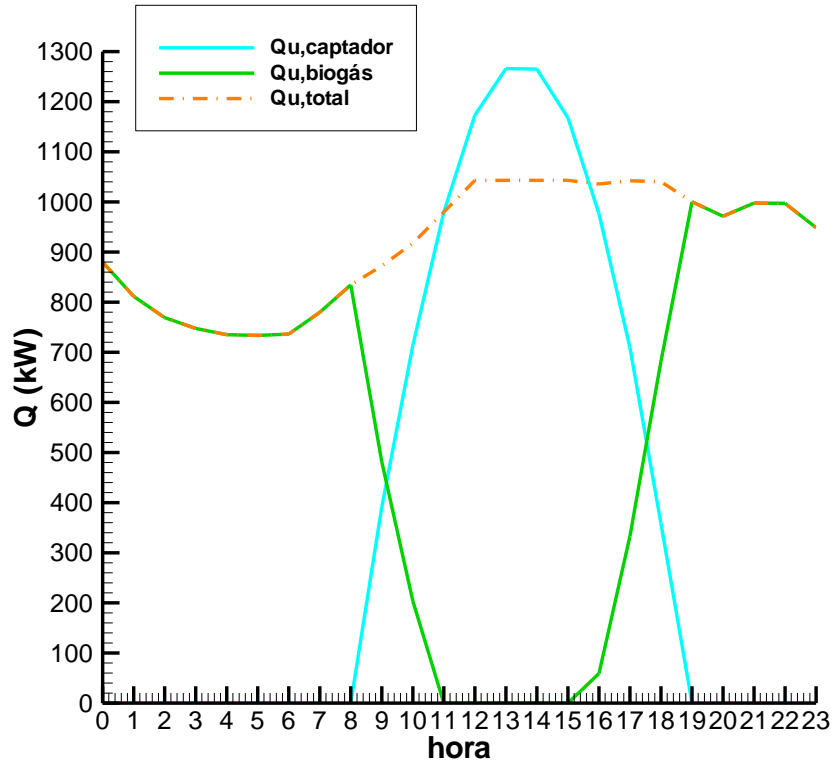


Figura 5. 10. Energía térmica útil para cada sistema con la demanda de energía eléctrica en Cd. Juárez.

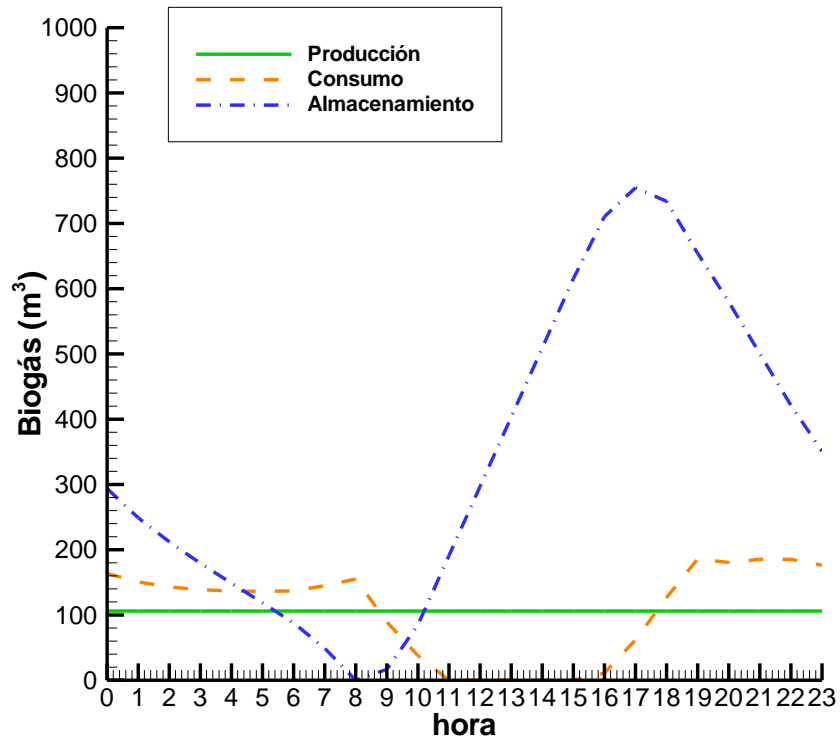


Figura 5. 11. Producción, consumo y almacenamiento del biogás a lo largo del día con la demanda de energía eléctrica de Cd. Juárez.

5.7.2. SH con 50% de capacidad en el sistema de apoyo.

Se ha visto que los SH que utilizan un sistema de apoyo de biogás tienen una importante reducción en la producción de energía de hasta un 70% en horarios nocturnos (Colmenar-Santos et al., 2015; Zhang et al., 2016), que es una situación que podría ser más realista nuestro estudio. Bajo este contexto, se realiza el cálculo del sistema de apoyo con una reducción en la demanda de energía eléctrica del 50%, debido a que la unidad de potencia en este estudio tiene como capacidad mínima de generación eléctrica de 50 kWe.

Los requerimientos en energía térmica y eléctrica con dicha reducción se muestran en la Tabla 5. 11. y de forma gráfica en la Figura 5.12.

Tabla 5. 11. Energía útil producida por cada sistema.

| hora | Qu,captador | Qu,biogás | Qu,total | Cantidad de biogás | Potencia eléctrica neta |
|------|-------------|-----------|----------|--------------------|-------------------------|
| - | kW | kW | kW | m ³ | kWe |
| 0 | 0.00 | 521.50 | 521.50 | 96.90 | 50.60 |
| 1 | 0.00 | 521.50 | 521.50 | 96.90 | 50.60 |
| 2 | 0.00 | 521.50 | 521.50 | 96.90 | 50.60 |
| 3 | 0.00 | 521.50 | 521.50 | 96.90 | 50.60 |
| 4 | 0.00 | 521.50 | 521.50 | 96.90 | 50.60 |
| 5 | 0.00 | 521.50 | 521.50 | 96.90 | 50.60 |
| 6 | 0.00 | 521.50 | 521.50 | 96.90 | 50.60 |
| 7 | 0.00 | 521.50 | 521.50 | 96.90 | 50.60 |
| 8 | 0.00 | 521.50 | 521.50 | 96.90 | 50.60 |
| 9 | 391.30 | 512.50 | 903.80 | 95.22 | 91.68 |
| 10 | 714.00 | 329.00 | 1043.00 | 61.13 | 100.00 |
| 11 | 979.80 | 63.20 | 1043.00 | 11.74 | 100.00 |
| 12 | 1173.00 | 0.00 | 1173.00 | 0.00 | 100.00 |
| 13 | 1266.00 | 0.00 | 1266.00 | 0.00 | 100.00 |
| 14 | 1265.00 | 0.00 | 1265.00 | 0.00 | 100.00 |
| 15 | 1168.00 | 0.00 | 1168.00 | 0.00 | 100.00 |
| 16 | 976.60 | 66.40 | 1043.00 | 12.34 | 100.00 |
| 17 | 709.30 | 333.70 | 1043.00 | 62.00 | 100.00 |
| 18 | 358.10 | 512.50 | 870.60 | 95.22 | 89.36 |
| 19 | 0.00 | 521.50 | 521.50 | 96.90 | 50.60 |
| 20 | 0.00 | 521.50 | 521.50 | 96.90 | 50.60 |
| 21 | 0.00 | 521.50 | 521.50 | 96.90 | 50.60 |
| 22 | 0.00 | 521.50 | 521.50 | 96.90 | 50.60 |
| 23 | 0.00 | 521.50 | 521.50 | 96.90 | 50.60 |

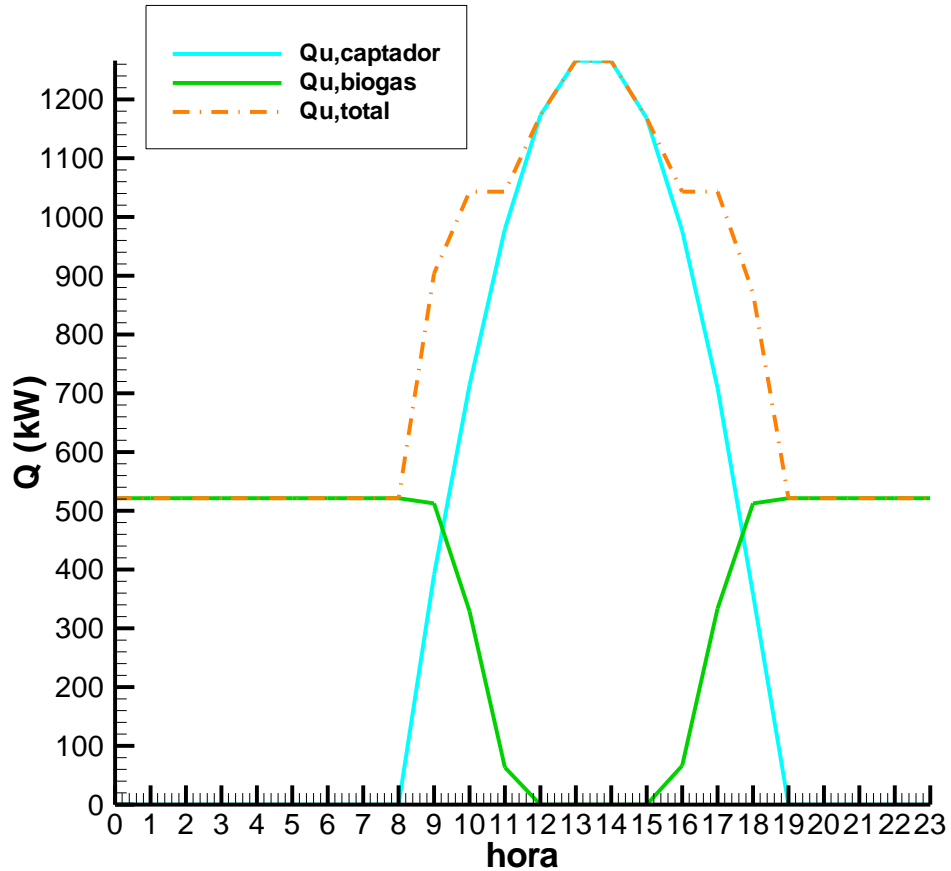


Figura 5. 12. Energía útil para cada sistema, considerando al sistema de apoyo operando al 50% de su capacidad.

Con esta adecuación del sistema de apoyo se tiene una menor demanda de biogás que siendo de $70.73 \text{ m}^3/\text{h}$ ($1,697.56 \text{ m}^3/\text{d}$) como se muestra en la Figura 5.13. La cantidad de biomasa de nopal para la producción del biogás se estimó de 22.67 t/d y el volumen del biodigestor de $1,027 \text{ m}^3$. Tomando el rendimiento de producción de nopal (141 ton/h -año) para este último caso se requieren de 58.6 hectáreas aproximadamente.

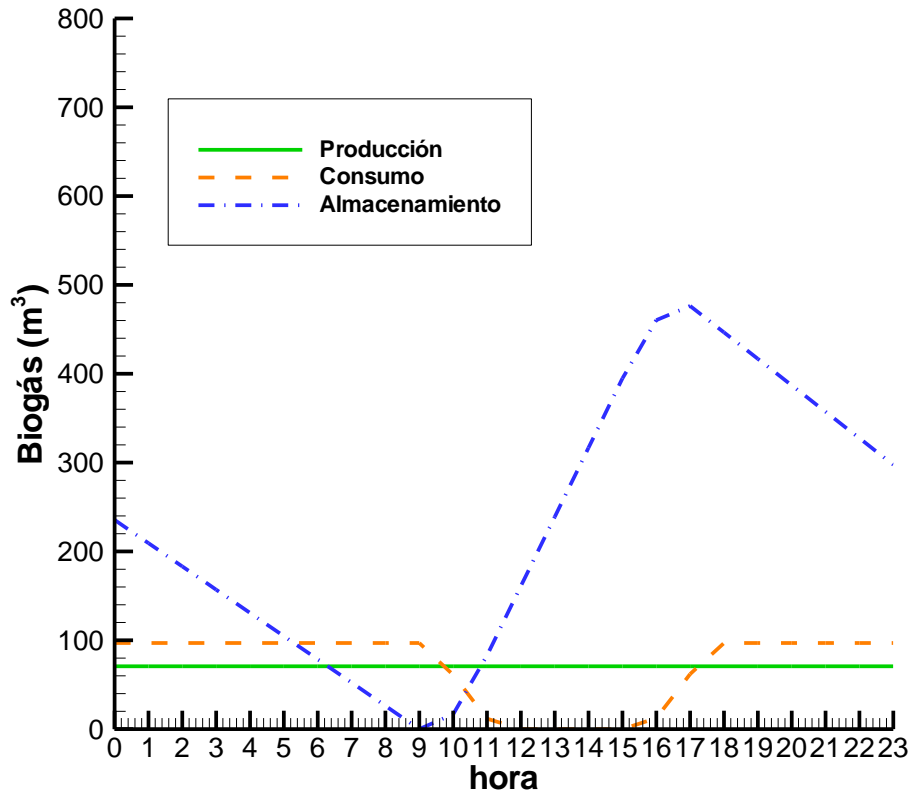


Figura 5. 13. Producción, consumo y almacenamiento de biogás a lo largo del día para el sistema de apoyo operando al 50% de su capacidad.

CAPÍTULO 6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES PARA TRABAJOS FUTUROS

En este último capítulo se presentan las conclusiones acerca del diseño del sistema híbrido solar-biomasa así como también las recomendaciones para trabajos futuros.

6.1. Conclusiones

El Sistema Híbrido (SH) diseñado consiste de un campo solar de captadores cilindro parabólicos (CCP) de generación directa de vapor y de un sistema de producción de biogás a partir de nopal.

Para la selección del escenario se analizaron los Estados de la República Mexicana con mayor número de viviendas sin energía eléctrica seleccionándose finalmente el municipio Juárez en el Estado de Chihuahua por su tipo de clima y mayor radiación solar directa. En base al Año Meteorológico Típico 2 (TMY2, por sus siglas en inglés) para esta localidad, el día de mayor insolación (25 de mayo) presenta una radiación solar directa máxima de 994 W/m^2 y un valor de 850 W/m^2 durante aproximadamente 5 horas.

La selección de los componentes que conforman el SH propuesto se realizó en base a su disponibilidad en el mercado y características técnicas para la generación de la potencia máxima requerida de 100 kWe. En base a lo anterior y a que el proceso está sujeto a un ciclo Rankine se establecieron las condiciones de operación de 1600 kPa y $198.8 \text{ }^\circ\text{C}$ (condiciones de vapor saturado), con un flujo másico de agua de 0.44 kg/s .

El área de captación del campo solar con CCP se calculó de 2114 m^2 implicando 204 CCP con apertura de 1.04 m y longitud de 9.965 m. La configuración del campo solar se estableció de 17 filas paralelas con 12 CCP en cada fila con la finalidad de reducir la caída de presión dentro del tubo absorbedor.

Se seleccionó nopal para la producción de biogás por tener un alto rendimiento de biomasa de hasta 141 t/ha-año y puede cosecharse en terrenos áridos y semiáridos, además esta planta no compite con la alimentación de la población. La producción de biogás con nopal es de $0.52 \text{ m}^3/\text{kg MV}$ (Masa Volátil) con un porcentaje de metano del 60%. Todas estas características del biogás y su alto contenido energético son aprovechados en una caldera que se adapta a las condiciones de operación del campo solar y la unidad de potencia.

La potencia térmica requerida para cada sistema es de 1043 kW para las condiciones de operación establecidas. Se analizaron dos tipos de acople para estos sistemas que fueron en serie y en paralelo. Se eligió el acople en paralelo ya que permite el funcionamiento de los sistemas de forma independiente y conjunta, y así conseguir la generación de energía eléctrica de forma continua.

Las horas de operación para cada sistema se establecieron en base a las horas de radiación solar directa mayor a 400 W/m^2 , que es el mínimo valor aprovechable por los CCP. De acuerdo al día típico, se establecieron 10 horas de operación del campo solar, de las cuales 4.5 horas podría operar de manera independiente (con $\text{DNI} > 850 \text{ W/m}^2$) y 5.5 horas de forma conjunta con el sistema de biogás para poder alcanzar la potencia térmica requerida. Por consiguiente, el sistema de biogás operaría de forma independiente durante 14 horas, periodo que corresponde a las horas con baja radiación solar directa y horarios nocturnos. Aun con este escenario el CS podría aprovecharse para calor de proceso en un esquema de co-generación para ciertos procesos industriales y/o calentamiento de agua.

Se analizaron tres casos de funcionamiento del SH:

- Producción de energía eléctrica de forma continua y constante de 100 kWe en un día completo. En esta situación el campo solar produciría 455.4 kWh de energía eléctrica mientras que el sistema de biogás 1518 kWh. El sistema de biogás es el que aportaría mayor cantidad de energía ya que es el sistema con mayor número de horas en operación, requiriendo 3,108.6 m³/d de biogás. El volumen del biodigestor calculado fue de 1880 m³ con una alimentación de biomasa de nopal de 41.5 t/d.
- Producción de energía eléctrica de acuerdo a la demanda de energía en Cd. Juárez. Con esta adecuación se pudo obtener una reducción del 18% de la demanda de biogás respecto al caso anterior. Esto se debió a que la demanda de energía eléctrica en horario nocturno disminuye.
- Producción de energía eléctrica con reducción del 50% en el sistema de apoyo. Considerando una situación más realista para una población rural sin energía eléctrica la demanda de energía sería aún menor y por consiguiente los requerimientos de biogás serían aún menores, reduciéndose el tamaño del biodigestor en un 45%.

El rendimiento global del SH es de 6.16% en promedio; cuando opera únicamente el campo solar el rendimiento se reduce a 5.67% y operando solo el sistema de biogás el rendimiento es de 8.67%. Estos valores son más bajos comparado con los sistemas convencionales que tienen un rendimiento del orden de 36.1% (CFE, 2015). La eficiencia del SH puede incrementarse si se suministrara mayor flujo de vapor a la turbina con lo cual se rebasaría la potencia máxima que se estableció para el diseño del SH pero que la turbina es capaz de suministrar.

El número de casas que se pueden abastecer con el SH se calculó de 580 aproximadamente, considerando viviendas de tipo rural de poco consumo de energía eléctrica (4.12 kWh/d).

6.2. Recomendaciones

De acuerdo al desarrollo del presente trabajo de investigación y la experiencia que se adquirió se puntualizan a continuación algunos puntos a considerar para trabajos futuros:

- Realizar estudios considerando la potencia máxima que puede suministrar la turbina seleccionada.
- Considerar estudios para otros tipos de climas mejorando y/o adecuando el SH propuesto.
- Considerar condiciones de operación de vapor sobrecalentado para el ciclo Rankine.
- Ampliar la aplicación del SH para calor de proceso (co-generación).
- Explorar la posibilidad de generar energía eléctrica con un ciclo de gas (utilizando biogás) con la incorporación de CCP para el precalentamiento de agua.
- Realizar un análisis de costo-beneficio del SH
- Analizar la opción de generación de energía eléctrica únicamente con biogás con diferentes tipos de biomasa o una mezcla de diferentes tipos de biomasa.

Anexos

A1. Power Trough 110

Es un captador para aplicaciones industriales y comerciales para la generación de energía térmica entre los 50 y 200°C (Inventive Power). Las características del CCP se muestran en la Tabla A1.

Tabla A. 1. Características del CCP Power Trough 110 (obtenido de Inventive Power).

| Parámetro | Valor |
|--|------------|
| Longitud [m] | 3.06 |
| Apertura [m] | 1.21 |
| Diámetro interno [m] | 0.029 |
| Diámetro externo [m] | 0.033 |
| Flujo másico recomendado [kg/s] | 0.94 |
| Presión máxima [kPa] | 1,620 |
| Temperatura máxima [°C] | 50-200 |
| Reflectancia total de la superficie reflejante [-] | 0.90 |
| Absortancia del tubo receptor [-] | 0.87 |
| Fluido de trabajo | Agua/vapor |

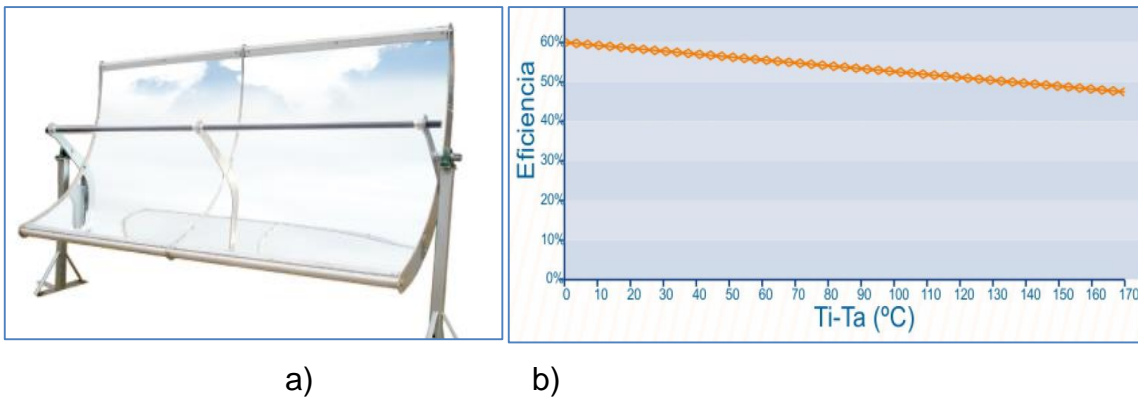


Figura A. 1. a) Power Trough 110 y b) Eficiencia del CCP Power Trough 110 (obtenido de Inventive Power).

A2. Power Trough 250

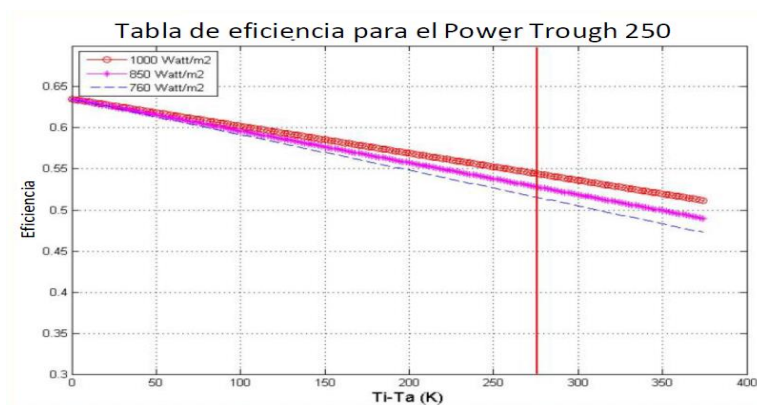
A diferencia del Power Trough 110, este CCP tiene una apertura mayor que concentra mejor la radiación solar en el tubo absorbedor. Con ello la temperatura para generación de energía está en los rangos de 90 y 250 °C. Las características del CCP se muestran en la Tabla A.2.

Tabla A. 2. Características del CCP Power Trough 250 (obtenido de Inventive Power).

| Parámetro | Valor |
|--|------------|
| Longitud [m] | 5.00 |
| Apertura [m] | 2.50 |
| Diámetro interno [m] | 0.042 |
| Diámetro externo [m] | 0.038 |
| Flujo másico recomendado [kg/s] | 1.8 |
| Presión máxima [kPa] | 1,620 |
| Temperatura máxima [°C] | 90-250 |
| Reflectancia total de la superficie reflejante [-] | 0.90 |
| Absortancia del tubo receptor [-] | 0.87 |
| Fluido de trabajo | Agua/vapor |



a)



b)

Figura A. 2. a) Power Trough 250 y b) Eficiencia del CCP Power Trough 250 (obtenido de Inventive Power).

Referencias

- Absolicon solar concentrator AB. (2016). Absolicon T160. Obtenido de <http://www.absolicon.com/>
- Aguilar-Gastelum, F., Moya, S. L., Cazarez-Candia, O., y Valenzuela, L. (2014). Theoretical study of direct steam generation in two parallel pipes. *Energy Procedia*, 57, 2265–2274. doi: 10.1016/j.egypro.2014.10.234
- Aké, M. (2015). *El Santo Grial de las Energías Renovables*. México, D.F.: Editorial del Magisterio.
- Alguacil, M., Prieto, C., Rodriguez, A., y Lohr, J. (2013). Direct steam generation in parabolic trough collectors. *Energy Procedia*, 49, 21–29. doi:10.1016/j.egypro.2014.03.003
- Alvarez, M. R. (2008). *Módulo: Energía Solar Termoeléctrica. Introducción a la Energía Solar Termoeléctrica*. Madrid, España: Documentación elaborada por el autor/a para EOI.
- Aqualimpia Engineering E.K., (2016). Software BIODIGESTOR-pro. Obtenido de: <https://www.aqualimpia.com/software-biodigestor/>
- Arvizu Fernández, J. L. (2015). Producción de biogás con nopal. *Boletín IIE*, 39 (2), 64–72.
- Bonilla, J., Yebra, L. J., Dormido, S., y Zarza, E. (2013). *Modeling and Simulation of Two-phase Flow Evaporators for Parabolic-trough Solar Thermal Power Plants*. Madrid, España: CIEMAT.
- Cabrera, F. J., Fernández-García, A., Silva, R. M. P., y Pérez-García, M. (2013). Use of parabolic trough solar collectors for solar refrigeration and air-conditioning applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 20, 103–118. doi:10.1016/j.rser.2012.11.081
- Cebrecos García, S. (2012). *Estudio técnico-económico de una central termosolar con tecnología fresnel*. Universidad de Valladolid.
- CFE. (2015). *Informe Anual 2015*. Obtenido de: <http://www.cfe.gob.mx/inversionistas/informacionareguladores/Paginas/InformeAnual.aspx>
- Colmenar-Santos, A., Bonilla-Gómez, J.-L., Borge-Diez, D., y Castro-Gil, M. (2015). Hybridization of concentrated solar power plants with biogas production systems as an alternative to premiums: The case of Spain. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 47, 186–197. doi:10.1016/j.rser.2015.03.061
- Comparetti, A., Febo, P., Greco, C., y Massimo, M. (2017). Potential Production of Biogas from Prinkly Pear (*Opuntia ficus-indica* L .) in Sicilian Uncultivated Areas. *AIDIC*, 58, 559–564. doi: 10.3303/CET1758094
- CONEVAL. (2016). Índice de Rezago Social 2015: Presentación de resultados. Mexico, D.F.: Obtenido de http://www.coneval.org.mx/Medicion/Documents/Indice_Rezago_Social_2015/

Nota_Rezago_Social_2015_vf.pdf

- Cundapí, R., Moya, S. L., y Valenzuela, L. (2017). Approaches to modelling a solar field for direct generation of industrial steam. *Renewable Energy*, 103, 666–681. doi:10.1016/j.renene.2016.10.081
- Deutsche Gesellschaft für Internationale Zusammenarbeit (GIZ) GmbH, (2015). El Sector Privado en la implementación de los Objetivos de Desarrollo Sostenible (ODS) en México. Mexico, D.F.
- Dido, C., Mieres, F., Rinaldi, G., Benedetti, P., y Campaña, H. (2013). Evaluación técnico económica del tratamiento anaeróbico de los efluentes de un tambo de la provincia de Buenos Aires, 4(4), 65–74. Obtenido de: http://www.exeedu.com/publishing.cl/av_cienc_ing/
- Duffie, J., y Beckman, W. (2013). *Solar Engineering of Thermal Processes, 4th ed.* Wisconsin, United States of America: John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, New Jersey. doi: 10.1128/AAC.03728-14
- Feldhoff, J. F., Schmitz, K., Eck, M., Schnatbaum-Laumann, L., Laing, D., Ortiz-Vives, F., y Schulte-Fischedick, J. (2012). Comparative system analysis of direct steam generation and synthetic oil parabolic trough power plants with integrated thermal storage. *Solar Energy*, 86(1), 520–530. doi: 10.1016/j.solener.2011.10.026
- Fernández-García, A., Rojas, E., Pérez, M., Silva, R., Hernández-Escobedo, Q., y Manzano-Agugliaro, F. (2015). A parabolic-trough collector for cleaner industrial process heat. *Journal of Cleaner Production*, 89, 272–285. doi: 10.1016/j.jclepro.2014.11.018
- FSUE y SENER, 2016. Catálogo de soluciones de electrificación en comunidades rurales y zonas urbanas marginadas. Obtenido de: http://base.energia.gob.mx/dgaic/DA/P/SubsecretariaElectricidad/FondoServicioUniversalElectrico/SENER_07_CatalogoSolucionesTecnologicas.pdf
- Grupo NOVA ENERGÍA. Turbinas de vapor saturado, Biobest Energy. Obtenido de: <http://www.biobestenergy.com/microturbinas-de-vapor.php>
- IEA. (2016). *World energy balances 2016*. Paris, Francia.
- INEGI. (2015). *Encuesta Intercensal (2015). Panorama sociodemográfico de México 2015 / Instituto Nacional de Estadística y Geografía*. México : INEGI, c2015.
- Information Systems Laboratories. (2001). *RELAP5/mod3.3 code manual volume I: code structure, system models, and solution methods*.
- Inventive Power. Power Trough 110 y Power Trough 250. obtenido de: <http://inventivepower.com.mx>
- Ishii, M., y Hibiki, T. (2006). *Thermo-fluid dynamics of two-phase flow*. United States of America: Springer.
- Jacobson, E., Ketjoy, N., Nathakaranakule, S., y Rakwichian, W. (2006). Solar Parabolic Trough Simulation and Application for a Hybrid Power Plant in Thailand, 32, 187–199. doi:10.2306/scienceasia1513-1874.2006.32.187

- Khenissi, A., Krüger, D., Hirsch, T., y Hennecke, K. (2015). Return of Experience on Transient Behavior at the DSG Solar Thermal Power Plant in Kanchanaburi, Thailand. *Energy Procedia*, 69, 1603–1612. doi:10.1016/j.egypro.2015.03.115
- Lahey, R. T., y Drew, D. A. (1988). The Three-Dimensional Time and Volume Averaged Conservation Equations of Two-Phase Flow. In *Advances in Nuclear Science and Technology* (Vol. 20, pp. 1–69). doi:10.1007/978-1-4613-9925-4_1
- Lentz, Á. (2005). *Incremento En La Cantidad De Vapor De Los Ciclos Geotermoeléctricos Mediante Concentradores Solares De Canal Parabólico*. Universidad Nacional Autónoma de México (UNAM).
- Lobón, D. H., y Valenzuela, L. (2013). Impact of pressure losses in small-sized parabolic-trough collectors for direct steam generation. *Energy*, 61, 502–512. doi:10.1016/j.energy.2013.08.049
- Machado-Velasco, K. M., y Vélez-Ruiz, J. F. (2008). Estudio de propiedades físicas de alimentos mexicanos durante la congelación y el almacenamiento congelado. *Revista Mexicana De Ingeniería Química*, 7(1), 41–54. Obtenido de <http://www.scielo.org.mx/pdf/rmiq/v7n1/v7n1a6.pdf>
- Martínez, I., y Almanza, R. (2007). Experimental and theoretical analysis of annular two-phase flow regimen in direct steam generation for a low-power system. *Solar Energy*, 81(2), 216–226. doi:10.1016/j.solener.2006.03.014
- Mishra, A., Chakravarty, M. N., y Kaushika, N. D. (2006). Thermal optimization of solar biomass hybrid cogeneration plants. *Journal of Scientific and Industrial Research*, 65(4), 355–363. doi:10.1080/14786450500291909
- Moncayo, G. (2013). Biodigestores: dimensionamiento, diseño y construcción de biodigestores y plantas de biogás. *Aqualimpia Beratende Ingenieure*.
- Montes Pita, María José (2008). *Análisis y propuestas de sistemas solares de alta exergía que emplean agua como fluido calorífero*. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Madrid, Madrid, España.
- Moya, S. L., Valenzuela, L., y Zarza, E. (2011). Numerical Study of the Thermal-Hydraulic Behavior of Water-Steam Flow in the Absorber Tube of the Diss System Using Relap. *SolarPACES*.
- Nixon, J. D., Dey, P. K., y Davies, P. A. (2012). The feasibility of hybrid solar-biomass power plants in India. *Energy*, 46(1), 541–554. doi:10.1016/j.energy.2012.07.058
- Oslaj, M., Mursec, B., y Vindis, P. (2010). Biogas production from maize hybrids. *Biomass and Bioenergy*, 34(11), 1538–1545. doi:10.1016/j.biombioe.2010.04.016
- Rovira, A., Barbero, R., Montes, M. J., Abbas, R., y Varela, F. (2016). Analysis and comparison of Integrated Solar Combined Cycles using parabolic troughs and linear Fresnel reflectors as concentrating systems. *Applied Energy*, 162, 990–1000. doi: 10.1016/j.apenergy.2015.11.001

TRNSYS DEMO version 17.02.0005. <http://www.trnsys.com/>

Sánchez, F., Sánchez, J., y Miguel, G. S. (2016). Biomass Resources to Hybridize CSP with Biomethane: Potential of Horticultural Residues and Drought-tolerant Crops. *Procedia Computer Science*, 83(Hcsp_Oes), 1102–1109. doi:10.1016/j.procs.2016.04.230

Sandá, A., y Kattán, J. R. (2016). *Diseño del sistema de control automático para un prototipo de Generación Directa de Vapor con Colectores solares Cilindro-Parabólicos*. Proyecto híbrido de energía geotérmica - solar, campo geotérmico de Berlín, El Salvador.

Santos, T. do N., Dutra, E. D., Gomes do Prado, A., Leite, F. C. B., de Souza, R. de F. R., dos Santos, de Abreu, C.A.M., Simoes, D.A., de Moraes Jr, M.A. y Menezes, R. S. C. (2016). Potential for biofuels from the biomass of prickly pear cladodes: Challenges for bioethanol and biogas production in dry areas. *Biomass and Bioenergy*, 85, 215–222. doi:10.1016/j.biombioe.2015.12.005

Schenk, H., Dieckmann, S., Berger, M., Zahler, C., Stoppok, O., Schulz, D., y Krüger, D. (2015). SolSteam - Innovative Integration Concepts for Solar-fossil Hybrid Process Steam Generation. *Energy Procedia*, 69, 1676–1687. doi:10.1016/j.egypro.2015.03.128

SEMARNAT. (2016). Informe de la situación del medio ambiente en México. Compendio de Estadísticas Ambientales, Indicadores Clave, de Desempeño Ambiental y Crecimiento Verde, 78. obtenido de: https://www.gob.mx/cms/uploads/attachment/file/161446/Cap_CC_completo.pdf

SENER. (2016). *Prospectiva de Energías Renovables 2016-2030*. SENER. doi:10.1017/CBO9781107415324.004

Serrano-Aguilera, J. J., y Valenzuela, L. (2016). Transient validation of RELAP5 model with the DISS facility in once through operation mode. *AIP Conference Proceedings*, 1734. doi:10.1063/1.4949097

Shahin, M. S., Orhan, M. F., y Uygul, F. (2016). Thermodynamic analysis of parabolic trough and heliostat field solar collectors integrated with a Rankine cycle for cogeneration of electricity and heat. *Solar Energy*, 36, 183-196. doi:10.1016/j.solener.2016.06.057

Solar Millennium AG. (2010). *Annual Report 2009/2010*. Solar Millennium.

SolTrace version 2012.7.9. National Renewable Energy Laboratory (NREL). <https://www.nrel.gov/csp/soltrace.html>

SP Technical Research Institute of Sweden. (2012). *A Guide To the Standard EN 12975. Quality Assurance in Solar Heating and Cooling Technology*.

Thimsen, D. (2014). Advanced power cycles: rethinking how to generate fossil power. *EPRI Journal*, 20–23.

- Uddin, W., Khan, B., Shaukat, N., Majid, M., Mujtaba, G., Mehmood, A., Ali, S. M., Younas, U., Anwar, M. y Almeshal, A. M. (2016). Biogas potential for electric power generation in Pakistan: A survey. *Renewable and Sustainable Energy*. doi: 10.1016/j.rser.2015.09.083
- Uceda, J. (2012). Guía básica de calderas industriales eficientes. *Consejería de Economía Y Hacienda, Organización Dirección General de Industria, Energía Y Minas.*, 71–95.
- Uribe J.M., Varnero M.T., Benavides C., (1992). *Biomasa de tuna (Opuntia ficus-indica. L. Mill) como acelerador de la digestión anaeróbica de guano de bovino. Simiente* 62 (1), 14-18.
- Valenzuela, L., Saynes, J., y Moya, S. L. (2016). Análisis termo-hidráulico de captadores solares cilindroparábolicos para generación directa de vapor con RELAP5. *Tecnología Y Ciencias Del Agua*, 7, 75–91.
- Varnero M. y Homer I., (2017). Manual de biogás. Ministro de Energía (MINENERGIA). Coquimbo, Chile.
- VISSMMAN. (2013). Vitomax 100-hs. Obtenido de <https://www.viessmann.es/>
- Weber, B., Oropeza, M. R., Torres, M., y Pampillón, L. (2012). Producción de Biogás en México: Estado Actual y Perspectivas. México: *Red Mexicana de Bioenergía, A.C.*
- Zarza, E. (2003). *Generación directa de vapor con colectores solares cilindro parabólicos. Proyecto Direct Solar Steam (DISS)*. Tesis doctoral, Universidad de Sevilla, Sevilla, España. Obtenido de: <http://www.tdx.cat/handle/10803/114351>
- Zarza, E., Rojas, M. E., González, L., Caballero, J. M., y Rueda, F. (2006). INDITEP: The first pre-commercial DSG solar power plant. *Solar Energy*, 80(10), 1270-1276 . doi: 10.1016/j.solener.2005.04.019
- Zhang, G., Li, Y., Dai, Y. J., y Wang, R. Z. (2016). Design and analysis of a biogas production system utilizing residual energy for a hybrid CSP and biogas power plant. *Applied Thermal Engineering*. 109, 423-431. doi:10.1016/j.applthermaleng.2016.08.092

cenidet[®]
*Centro Nacional de Investigación
y Desarrollo Tecnológico*