

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO



FACULTAD DE INGENIERÍA

**PROGRAMA ÚNICO DE ESPECIALIZACIONES
DE INGENIERÍA, PUEI**

**Dimensionamiento de una Turbina de
Gas para el suministro de energía en
las instalaciones de la Alberca
Olímpica de Ciudad Universitaria**

TESINA

Que para obtener el título de
**Especialista en Ahorro y Uso Eficiente
de la Energía**

P R E S E N T A

Daniel Aguilar López

DIRECTOR DE TESINA

M.I. Augusto Sánchez Cifuentes



Ciudad Universitaria, Cd. Mx., Enero 2019

ÍNDICE

Introducción	6
I. Marco contextual	7
1.1. Situación actual del sistema térmico y eléctrico de la Alberca Olímpica de Ciudad Universitaria	7
1.2. Planteamiento del problema	8
1.3. Justificación	8
1.4. Objetivos	9
1.4.1. Objetivo general	9
1.4.2. Objetivos específicos	9
II. Marco teórico conceptual	9
2.1. Cogeneración: conceptos, ventajas y desventajas	10
2.1.1. La cogeneración en el mundo y en México	12
2.2. Sistemas de cogeneración	14
2.2.1. Cogeneración con turbina de gas	14
2.2.2. Cogeneración con turbina de vapor	16
2.2.3. Cogeneración con motor de combustión interna	17
2.2.4. Cogeneración con biomasa	18
2.2.5. Cogeneración con ciclo Rankine orgánico	18
2.2.6. Cogeneración con celdas de combustible	18
2.3. Eficiencia en una planta de cogeneración	20
2.4. Microcogeneración	21
2.4.1. Microturbinas	23
2.5. Turbina de gas	23
2.5.1. Eficiencia y factores asociados	25
2.5.2. Mejoras en la turbina de gas y nuevos desarrollos	26
2.5.3. Procedimiento de recuperación de la energía calorífica	28
2.5.4. Caldera de recuperación de calor	29
2.6. Ciclos de Potencia empleados en cogeneración con turbina de gas	32
2.6.1. Ciclo combinado	33
2.6.2. Ciclo Brayton	33
III. Marco metodológico	36
3.1. Datos de la instalación	36

3.2. Climatología	36
3.2.1. Temperaturas	37
3.2.2. Humedad relativa	37
3.3. Descripción de las instalaciones actuales	38
3.4. Caracterización del sistema de calentamiento de agua a partir de las calderas.	43
3.4.1. Capacidad real	44
3.4.2. Factor de demanda	45
3.4.3. Días y horas de operación anuales	46
3.4.4. Factor de planta	47
3.4.5. Eficiencia de la caldera	47
3.5. Perfil térmico	49
3.6. Perfil eléctrico	52
IV. Análisis y resultados	56
4.1. Escenario 1.- Propuesta micro-cogeneración GIZ	56
4.2. Escenario 2.- Máxima energía eléctrica	58
4.3. Escenario 3.- Máxima energía térmica	60
Conclusiones.....	62
Bibliografía.....	63
Anexos	65
A.1. Fichas técnicas	65
A.2. Diagramas THERMOFLEX	71

Índice de figuras

Figura 1 Sistema de calentamiento Alberca Olímpica C.U. Fuente ()	8
Figura 2. Diagramas Sankey generación de energía convencional y cogeneración. Fuente: (FENERCOM,2010).	12
Figura 3. Cogeneración en el mundo. Fuente: (IEA)	13
Figura 4. Cogeneración con turbina de gas simple. Fuente: (FENERCOM, 2010).	15
Figura 5. Diagrama Sankey de cogeneración con turbina de gas simple. Fuente: (FENERCOM, 2010).	16
Figura 6. Cogeneración con turbina de vapor. Fuente: (FENERCOM, 2010).	17
Figura 7. Cogeneración con motor de combustión interna. Fuente: (FENERCOM, 2010).	17
Figura 8. Esquema de una turbina de gas (Junta de Castilla y León)	24
Figura 9. Relación de la eficiencia con la potencia en las turbinas de gas. Fuente: (FENERCOM, 2010).	26
Figura 10. Evolución de las turbinas de gas en eficiencia y temperatura de combustión. Fuente: (FENERCOM, 2010).	26
Figura 11. Turbina de gas con regeneración Fuente: (FENERCOM, 2010).	27
Figura 12. Generación de potencia eléctrica con aprovechamiento de gases calientes en caldera de recuperación de calor para producir vapor y/o agua caliente. Fuente: (FENERCOM,2010).	29
Figura 13. Esquema descriptivo de un evaporador de la caldera. Fuente: (Khellaf, S. ,2016).	30
Figura 14. Evolución de las temperaturas de los fluidos. Fuente: (Khellaf, S. ,2016).	31
Figura 15. Cogeneración con turbina de gas en ciclo simple.....	33
Figura 16. Central eléctrica combinada de gas y vapor. Fuente: (Cengel).....	33
Figura 17. Una turbina de gas en ciclo cerrado. Fuente: (Cengel).	34
Figura 18. Diagramas T- s y P- v para un ciclo Brayton ideal. Fuente: (Cengel).....	35
Figura 19. Sistema de calentamiento de agua en la AOCU. Fuente: (Rodríguez, S. ,2014).	39
Figura 20. Caldera de la Alberca con su placa de datos. Fuente: (MYRGGO).....	40
Figura 21. Calentadores solares. Fuente: (HELIOCOL).	41
Figura 22. Bomba de calor. Fuente: ().	42
Figura 23. Diagrama del sistema de calentamiento de agua por parte de las calderas, situación actual en THERMOFLEX. Fuente: (UNAM)	43
Figura 24. Termografías de una caldera para evaluar su aislamiento (Imágenes tomadas del THERMOFLUX).	48
Figura 25. Monitoreo de la demanda eléctrica.	53
Figura 26. Diagrama de la propuesta de GIZ en THERMOFLEX. (Fuente:UNAM).	57
Figura 27. Diagrama de la propuesta de cobertura eléctrica total en THERMOFLEX.(Fuente:UNAM).	59
Figura 28. Diagrama de propuesta de cobertura térmica total en THERMOFLEX. (Fuente:UNAM).....	61

Índice de tablas

Tabla 1. Comparación de eficiencia en diferentes tecnologías para generación convencional y cogeneración. Fuente: (Junta de Castilla y León)	19
Tabla 2. Áreas de aplicación de la micro cogeneración. Fuente: (FENERCOM, 2010).	22
Tabla 3. Clasificación de turbinas por potencia y su relación con la eficiencia. Fuente: (Junta de Castilla y León).	25
Tabla 4. Temperaturas mensuales en Ciudad Universitaria en 2016. Fuente: (Observatorio Meteorológico, FFyL).	37
Tabla 5. Humedad relativa mensual en Ciudad Universitaria en 2016. Fuente: (Observatorio Meteorológico, FFyL).	38
Tabla 6. Datos técnicos de las calderas de la AOCU.	40
Tabla 7. Datos técnicos de los calentadores solares instalados en la AOCU.	41
Tabla 8. Datos técnicos de las bombas de calor instaladas en la AOCU.	41
Tabla 9. Definición de caballos caldera.	44
Tabla 10. Datos de operación de una caldera.	45
Tabla 11. Calendario del año 2016.	46
Tabla 12. Calendario universitario del 2016.	47
Tabla 13. Evaluación de la eficiencia de combustión en una caldera.	48
Tabla 14. Balance energético de una caldera.	49
Tabla 15. Caracterización de la energía térmica.	49
Tabla 16. Factores estacionales en la demanda de energía térmica.	50
Tabla 17. Horarios y periodos de operación.	50
Tabla 18. Horas de operación en cada periodo al mes.	51
Tabla 19. Perfil de demanda, consumo y suministro de energía térmica.	52
Tabla 20. Consumo y costo de combustible.	52
Tabla 21. Caracterización de la energía eléctrica.	52
Tabla 22. Días de operación al año.	53
Tabla 23. Consumo eléctrico promedio diario en cada periodo.	54
Tabla 24. Perfil eléctrico de la demanda y consumo.	55
Tabla 25. Cargo por energía eléctrica. Fuente: (CFE 2016).	55
Tabla 26. Factores de ajuste a la tarifa (CFE 2016).	55
Tabla 27. Costo de la energía eléctrica.	56

Introducción

El presente trabajo surge del análisis de una propuesta realizada por parte de la cooperación alemana (GIZ) para implementar un sistema de micro cogeneración en las instalaciones de la Alberca Olímpica de Ciudad Universitaria (AOCU) con la finalidad de generar parte de la energía eléctrica que demandan los equipos y luminarias instaladas con una turbina de gas y a partir de los gases de combustión aportar energía en forma de calor para el calentamiento de la alberca.

Se presentan aquí los equipos y sistemas que se utilizan en la cogeneración, se analizan sus partes y funcionamiento, así como las mejoras que han obtenido a lo largo de los años al ser actualizados.

Dentro del contenido se menciona los beneficios de tener un sistema de cogeneración, el ahorro sustancial energético y económico, sin embargo, el presente escrito no abarca el costo ni el análisis económico y financiero.

El alcance de este trabajo es el dimensionamiento de una turbina de gas para cubrir las demandas energéticas de la instalación, tomando como base dos consideraciones:

El primero es cubrir la demanda eléctrica total de la instalación y evaluar el calor de desecho obtenido para aportar energía térmica al sistema. El segundo cubrir la demanda térmica requerida para el calentamiento de agua y a partir de esto evaluar la generación de electricidad suministrarla a la red.

Para realizar esa evaluación hacemos uso del software THERMOFLEX¹ para diseñar el sistema de calentamiento de agua a partir de la energía suministrada por las calderas, posteriormente se dimensionan las tres propuestas de cogeneración, (GIZ, demanda eléctrica total, demanda térmica total), esto para evaluar y definir las ventajas y desventajas de cada una y formar un criterio de selección a partir del ahorro energético.

Para lograr este análisis se requirió de obtener datos de operación y placas o fichas técnicas de los equipos actualmente instalados, conocer la producción de vapor y la eficiencia de las calderas, su carga térmica, horas de operación al año, así como facturación de los insumos tanto combustible como electricidad. Una vez obtenidos los datos se integraron a los diagramas generados en el software para su evaluación.

El propósito de este análisis es ver la factibilidad de complementar los sistemas actuales de suministro de energía con que cuenta actualmente las instalaciones de la Alberca Olímpica de C.U..

¹ Marca registrada

I. Marco contextual

1.1. Situación actual del sistema térmico y eléctrico de la Alberca Olímpica de Ciudad Universitaria

La Alberca Olímpica de Ciudad Universitaria (de ahora en adelante AOCU) abrió sus puertas el 10 de Marzo de 1954, atiende a más de 120 mil estudiantes al año, y desde esa fecha ha recibido algunos mantenimientos y recientemente una actualización a su sistema de calentamiento de agua integrando paneles solares y bombas de calor como otras fuentes de suministro de energía, sin embargo la principal fuente de energía que tiene la alberca son sus dos calderas, particularmente, en épocas de frío y/o nublados, ya que la aportación energética de los sistemas de calentamiento disminuyen.

DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA ACTUAL

El sistema de calentamiento de agua de la alberca olímpica de CU, está conformado por 3 fuentes de energía principales, bombas de calor, colectores solares y calderas.

La alberca funciona como un circuito cerrado donde el flujo de agua que sale de ésta, se reparte en los tres sistemas, donde cada uno tiene sus equipos (bombas) para impulsar el agua a través de estos y elevan su temperatura, una vez que cada fuente de energía aporte energía en forma de calor, cada uno de estos flujos se mezclan y mediante un intercambiador de calor, aumentan la temperatura del agua de la alberca, manteniéndola en el rango indicado por la FINA (Federación Internacional de Natación).

Se tienen dos calderas que están operando al 50% de su capacidad máxima, la presión de diseño de las calderas es de 10.5 kg/cm^2 , sin embargo, la presión a la que están operando es de 5 kg/cm^2 , esto se debe a que el material de la tubería no soporta presiones mayores, finalmente no se aprovecha al máximo la energía que pueden producir las calderas.

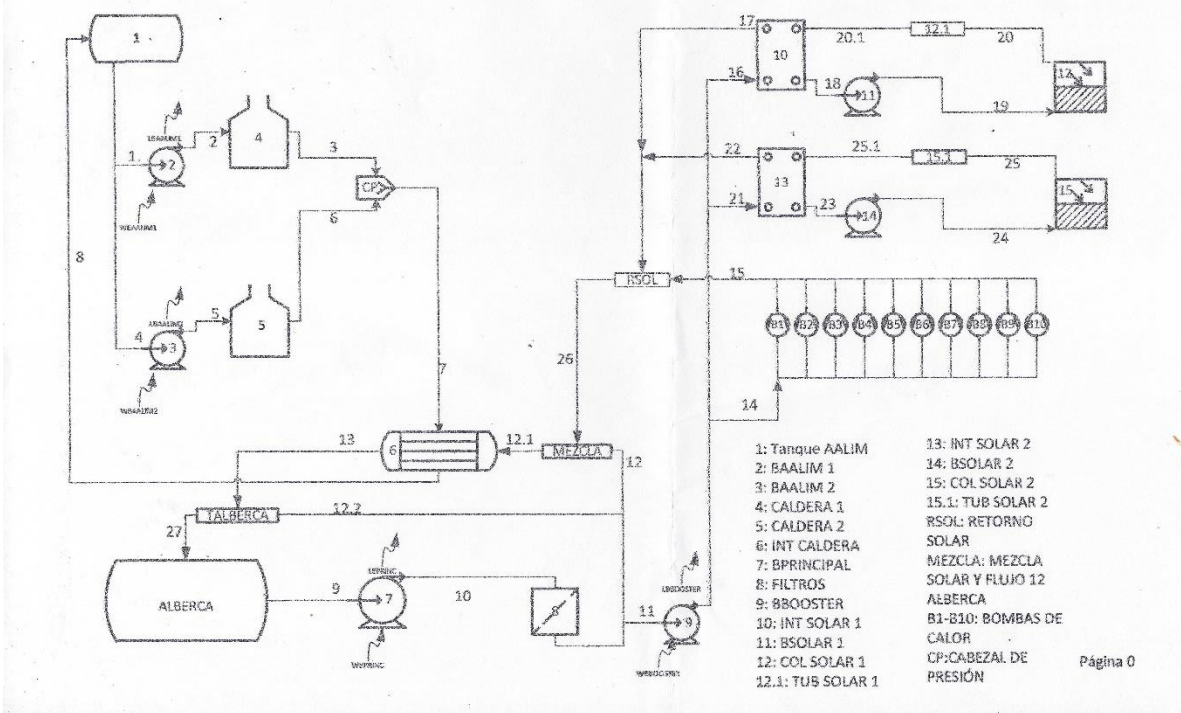


Figura 1 Sistema de calentamiento Alberca Olímpica C.U. Fuente ()

1.2. Planteamiento del problema

El sistema de calentamiento de agua actual no es muy eficiente ya que las cargas de las calderas están por un 50% de su capacidad (operan a 5 kg/cm² de presión cuando su capacidad total es de 10 kg/cm²), también se ha visto un incremento en el consumo de energía eléctrica por la incorporación de bombas de calor.

1.3. Justificación

Se propone conocer el uso de energía con el sistema de calentamiento actual, posteriormente, analizar una turbina de gas con la finalidad de reducir la facturación por energía eléctrica al generar esa energía con la turbina, además se busca disminuir el gasto de combustible aprovechando los gases de escape para calentar el agua de la caldera y reducir el caudal y temperatura de los gases al salir de la chimenea.

1.4. Objetivos

1.4.1. Objetivo general

Tener un mejor uso de la energía para brindar el servicio a la comunidad de la AOCU

1.4.2. Objetivos específicos

Dimensionar el sistema para cubrir las necesidades eléctricas o térmicas de la alberca

Analizar la energía suministrada por una turbina de gas con dos finalidades:

El primer análisis es conseguir la máxima energía eléctrica y calcular la energía térmica que aporta al sistema de calentamiento de agua.

La segunda consiste en cubrir la máxima energía térmica a partir del cálculo del calor suministrado por la caldera, pero con la turbina de gas y revisar cuanta energía aporta a la red eléctrica.

Revisar la propuesta de GIZ y compararla con los dos análisis anteriores.

II. Marco teórico conceptual

El ahorro de energía representa una de las estrategias más importantes para disminuir el consumo de combustibles y las emisiones de gases de efecto invernadero.

La cogeneración juega un rol clave en las estrategias energéticas nacionales e internacionales ya que esta tecnología de producción simultánea de electricidad y calor contribuye a los siguientes aspectos.

- Disminuir emisiones de gases
 - Seguridad de suministro
 - Mejora la intensidad energética
- Aprovechar fuentes residuales (caso biomasa, biogás, basura)
- Reducción de costo en infraestructura de sistemas energéticos
 - Ahorro en gasto de combustible

2.1. Cogeneración: conceptos, ventajas y desventajas

La cogeneración se define como la producción simultánea de energía térmica útil y energía mecánica empleada generalmente en la generación de energía eléctrica, todo ello partiendo de un mismo combustible.

El uso de un mismo combustible se traduce en un ahorro energético y a su vez económico al reducir la factura sin alterar el proceso productivo y reducir la contaminación al medio ambiente.

En algunas ramas industriales se consume mucha energía térmica para sus procesos, incluso puede ser el consumo principal, sin embargo también existe una demanda eléctrica, es por ello que la cogeneración busca recuperar energía que no requiere el proceso el cuál puede ser transmitido a un generador eléctrico y proporcionar energía eléctrica.

En muchos sistemas se utiliza tanto la energía eléctrica como la energía térmica cuyo agente más común es el vapor de agua. No obstante, el sistema de cogeneración para ser implementado por lo general obedece a las fluctuaciones en los precios de los combustibles.

Es decir, los sistemas de cogeneración serán atractivos cuando el costo de los combustibles se eleve demasiado y generar la propia energía eléctrica para reducir costos se vuelve la mejor opción, sin embargo, cuando el costo de los combustibles disminuye, las industrias prefieren no generar su propia energía eléctrica ya que al ser de bajo costo la producción de energía en las centrales termoeléctricas también baja el precio de venta y brindan un servicio más confiable de mayor eficiencia al operar debido a que no es posible mantener uniforme la demanda térmica y eléctrica, además que la producción de energía debe cubrir los periodos punta de demanda y al no cubrir todo el tiempo a plena carga no se obtiene la máxima eficiencia.

En un proceso simple de generación eléctrica convencional en centrales térmicas, tenemos una eficiencia de aproximadamente 33% del total de combustible empleado, eso se traduce a que el 67% de energía restante del combustible es calor residual que se pierde en el medio ambiente. Con un sistema de cogeneración se pretende aprovechar parte del calor residual y utilizarlo en otra parte del proceso.

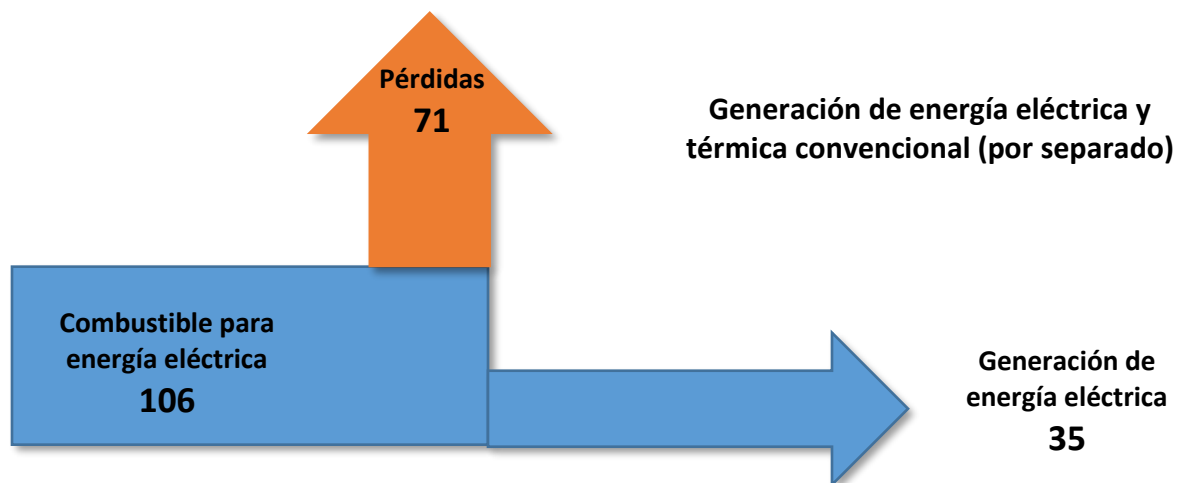
Mientras una central eléctrica convencional desaprovecha los gases de combustión que salen por la chimenea, estos gases en la cogeneración transmiten parte de su energía a una red de requerimientos térmicos.

Dentro de las principales ventajas de la cogeneración están:

- Ahorro de energía primaria ya que el consumo de combustible para generar un kWh eléctrico es menor que en una planta convencional si el sistema está bien dimensionado.
- Ahorro económico.
- Mejora en el impacto ambiental al reducir las emisiones de gases contaminantes.
- Eliminar pérdidas por transporte y distribución en redes eléctricas.
- Reduce la dependencia de energía eléctrica al exterior.

Los elementos que componen a un sistema de cogeneración típico son esencialmente los siguientes:

- A. Equipo responsable de la generación eléctrica: como lo mencionamos anteriormente, este puede ser turbina de gas, turbina de vapor o motor alternativo, el cuál mediante su trabajo mecánico producirá con ayuda de un alternador energía eléctrica.
- B. Caldera de recuperación de calor o intercambiador de calor: este equipo aprovechará los gases de combustión del equipo anterior para transmitir su energía térmica al fluido de trabajo que puede ser agua o aire..
- C. Equipos auxiliares: estos equipos se encargarán de mantener en condiciones de operación tanto a los gases como al fluido de trabajo, puede ser: bombas, compresores, tratamiento de agua, torres de enfriamiento, etc.
- D. Equipos de control y seguridad: los cuales automatizarán y mantendrán el sistema operando en condiciones óptimas y seguras.



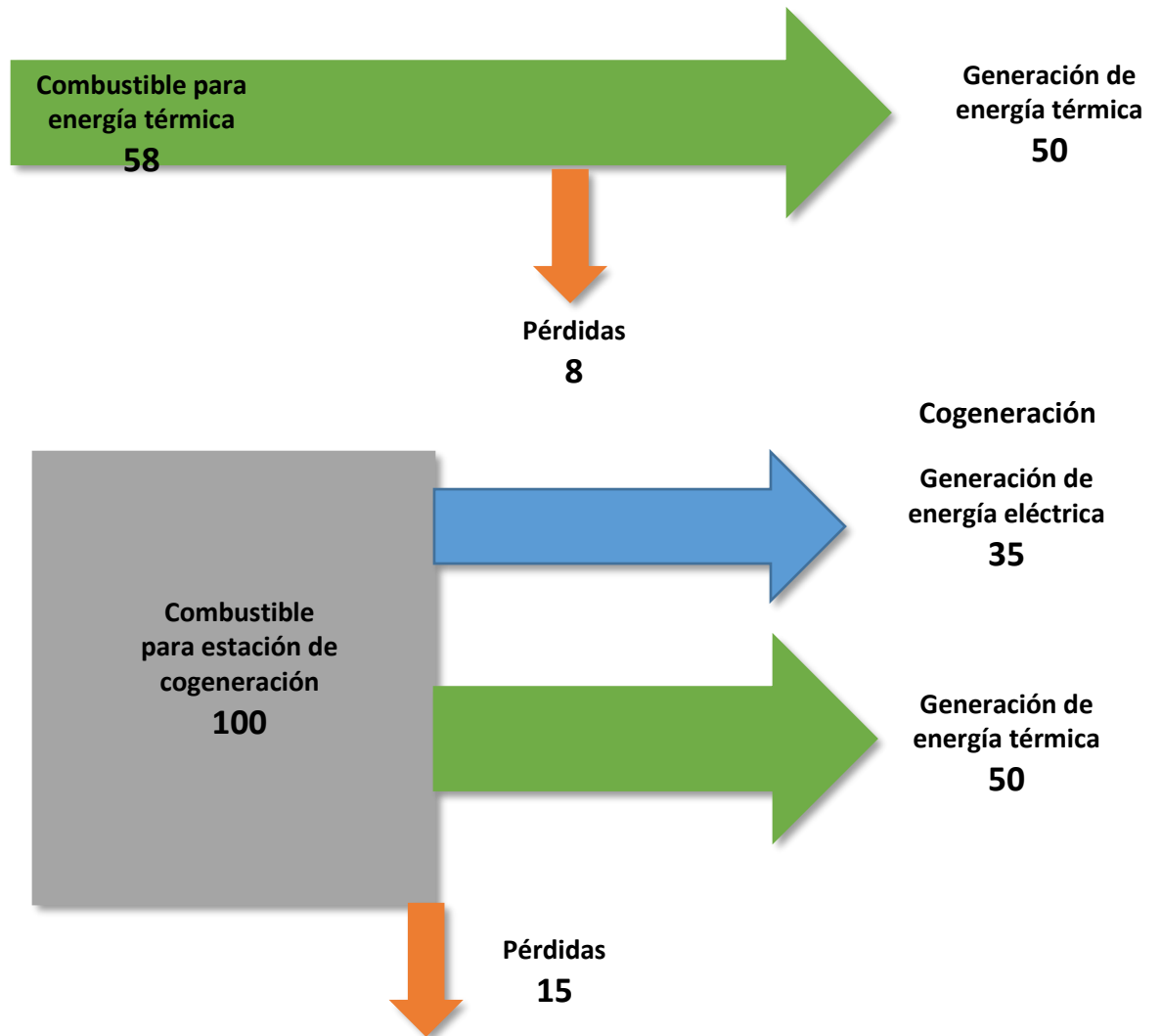


Figura 2. Diagramas Sankey generación de energía convencional y cogeneración. Fuente: (FENERCOM,2010).

2.1.1. La cogeneración en el mundo y en México

La Agencia Internacional de la Energía estima que la potencia de cogeneración instalada a nivel global en el 2008 fue de 330 GW y representa un 11% de la electricidad producida, para el 2015 se estimó un aumento al 15% y se proyecta para el 2030 que aumente al 24% si las políticas energéticas apoyan la cogeneración para su implementación volviéndola atractiva.

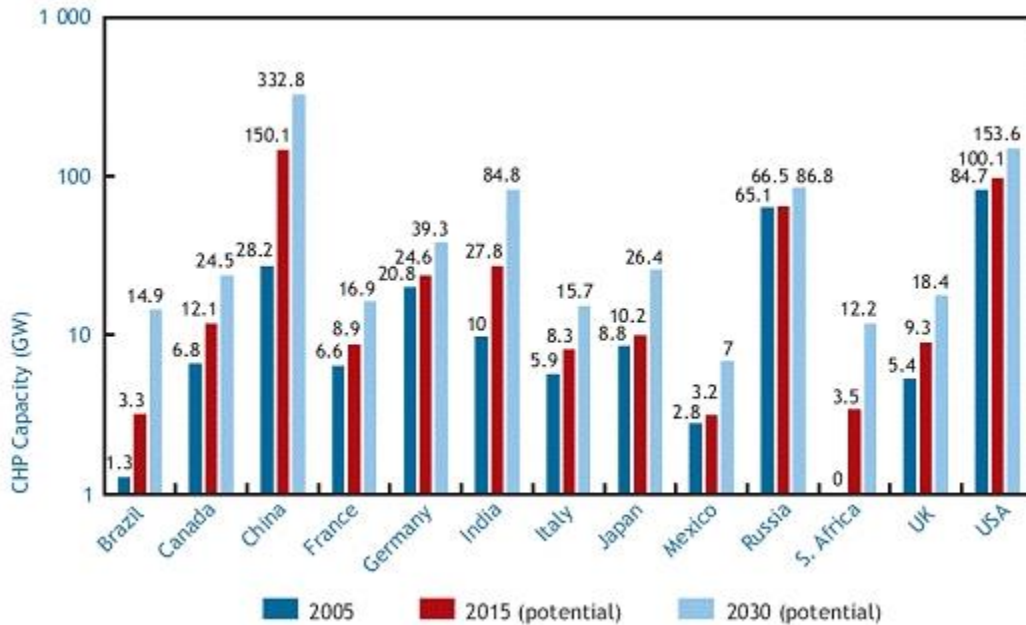


Figura 3. Cogeneración en el mundo. Fuente: (IEA)

Existe un gran potencial de cogeneración en los sectores domésticos a nivel distrito y micro cogeneración en actividades comerciales como (hospitales, hoteles, centros comerciales, universidades).

La cogeneración se ha desarrollado muy poco en México. La pequeña y mediana industrias, con excepción del sector papero, solamente instalaron, entre 1992 y 2007, 166 MW en nueve sistemas, con un promedio de 8.7 MW por sistema. Las condiciones del entorno no han sido lo suficientemente favorables, o bien, no se ha logrado informar/motivar a los industriales para realizar este tipo de proyectos (Fuente: IEA).

La visión para el año 2030 es que el sector energético mexicano opere con políticas públicas y un marco fiscal, laboral y regulatorio que permita contar con una oferta diversificada, suficiente, continua, de alta calidad y a precios competitivos; maximizar la renta energética; asegurar, al mismo tiempo, un desarrollo sostenible en términos económicos, sociales y ambientales; y lograr que el sector aproveche las tecnologías disponibles y desarrolle sus propios recursos tecnológicos y humanos.

El desarrollo de la cogeneración permitiría utilizar menos combustibles para obtener la misma energía en forma de calor y electricidad, con importantes beneficios adicionales, tanto ambientales como económicos. En el caso particular de México, los principales beneficios por el desarrollo de la cogeneración son

- Ahorro de energía primaria de combustibles nacionales.
- Reducción en la importación de combustibles.
- Disminución de las emisiones de CO₂ a la atmósfera.
- Nuevas inversiones, desarrollo regional y creación de empleos.
- Liberación de capacidad de la red y de las subestaciones eléctricas en el SEN.
- Reducción de pérdidas de transmisión, transformación y distribución en el SEN.

2.2. Sistemas de cogeneración

Los sistemas de cogeneración pueden clasificarse al arreglo de la producción de electricidad y calor en relación Q/E:

- Sistemas superiores (topping cycles)
- Sistemas inferiores (bottoming cycles)

Los sistemas superiores son los más comunes y utilizan el calor residual producido en la generación de energía eléctrica para producir energía térmica para otros procesos.

Por otra parte, los sistemas inferiores utilizan principalmente la energía térmica para su proceso y el calor residual se utiliza para generar electricidad.

La decisión de que opción será la mejor para un sistema dependerá de su proceso principal y que tipo de energía es la que utiliza en mayor parte.

2.2.1. Cogeneración con turbina de gas

Las turbinas de gas son una opción limpia y eficiente para generar electricidad. Están compuestas por un compresor que se encargará de comprimir el aire de admisión, posteriormente contienen una cámara de combustión donde se hará la mezcla aire combustible y los gases de escape pasarán por los álabes de la turbina para generar un trabajo mecánico que se transformará después en energía eléctrica.

Las turbinas pueden clasificarse en aeroderivadas e industriales. Las primeras son usadas principalmente en la industria aeronáutica teniendo una potencia de 50 a 100 kW, son ligeras y poseen un rendimiento eléctrico alto.(Fuente: FENERCOM).

Por otro lado, las turbinas industriales pueden tener una potencia desde 100 kW hasta 300 MW, son de uso continuo y requieren menor mantenimiento.

La eficiencia térmica aumenta con la potencia de la turbina y va desde 21 a 45%. Los gases de combustión salen de la turbina a temperaturas de 500 a 600°C y generalmente se utilizan para calentar agua en un recuperador de calor ya sea para generar vapor o simplemente agua caliente.

El ciclo simple con la turbina de gas y un generador de vapor es confiable y rentable para procesos que requieren vapor. Si la cantidad de vapor generada no es suficiente se pueden agregar quemadores de post-combustión que utilizan los gases de escape de la turbina. Estos sistemas se aplican principalmente cuando la relación térmica y eléctrica es mayor a 2.

El sistema en ciclo simple consta de una turbina de gas y una caldera de recuperación de calor, generando vapor a la presión del proceso asociado a la cogeneración o microcogeneración. Su aplicación se lleva a cabo cuando la necesidad de vapor es importante. Son plantas de gran fiabilidad y rentables cuando tienen miles de horas de operación con demanda de calor continua.

Si la demanda de calor es mayor de la que pueden proporcionar los gases de combustión, se puede producir una cantidad de calor adicional con un quemador de post combustión, introduciendo el combustible a un quemador especial directo en la caldera. Esto es posible ya que los gases de combustión salen de la turbina aún con una cantidad elevada de oxígeno.

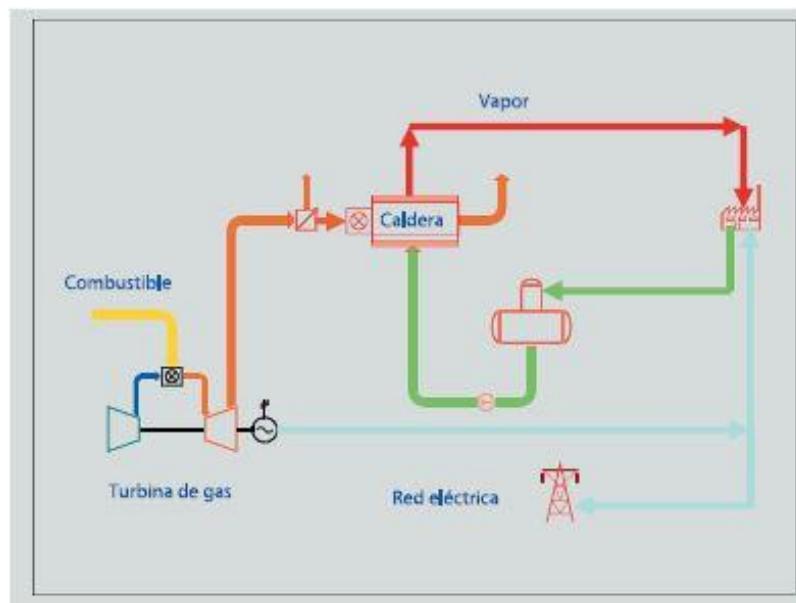


Figura 4. Cogeneración con turbina de gas simple. Fuente: (FENERCOM, 2010).

El diagrama de Sankey para los sistemas con turbina de gas es el siguiente:

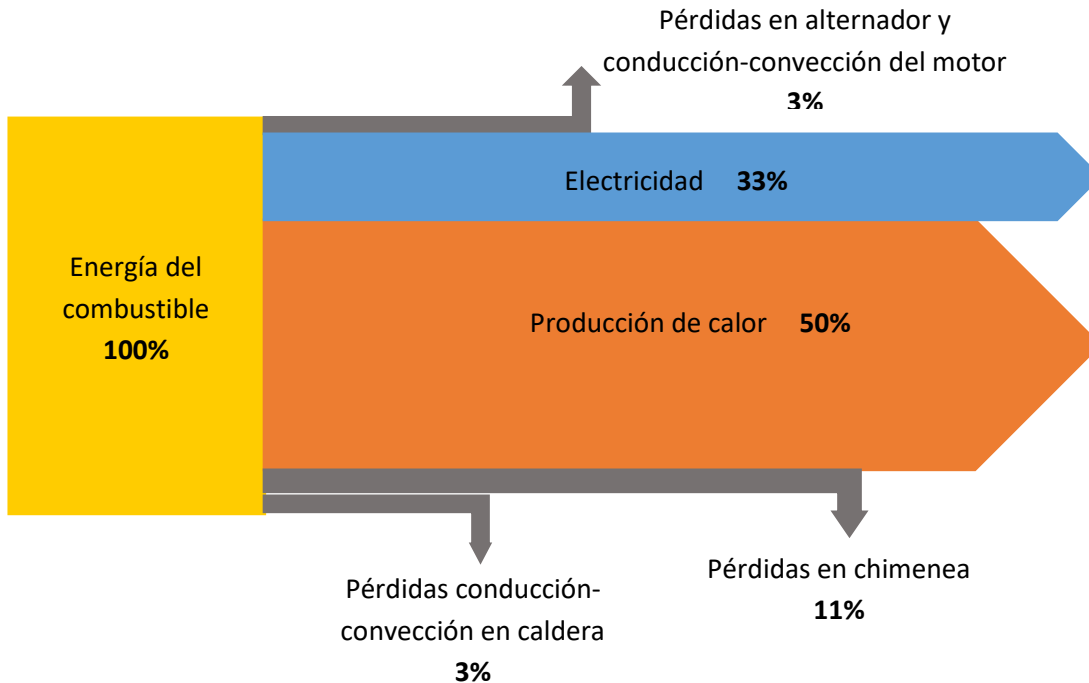


Figura 5. Diagrama Sankey de cogeneración con turbina de gas simple. Fuente: (FENERCOM, 2010).

2.2.2. Cogeneración con turbina de vapor

En estos sistemas se utilizan calderas convencionales para generar vapor a una alta presión expandiéndose en una turbina de vapor en donde generará trabajo mecánico y acoplado a un generador eléctrico se generará la electricidad. La eficiencia eléctrica depende de la potencia de la turbina, pero oscila entre 15 a 35% para unidades más grandes. La eficiencia global puede llegar a los 85 o 90%.

Se pueden encontrar dos tipos de turbinas, de contrapresión o de condensación.

En el primer caso, el vapor que se genera y sale de la turbina se envía directo a los procesos requeridos sin contar con un condensador o torre de enfriamiento. En las turbinas a condensación se puede extraer el vapor en distintos puntos de la turbina obteniendo diferentes presiones, el vapor no extraído se expande hasta el final de la turbina donde es condensado.

Los sistemas con turbina de vapor se utilizan principalmente cuando la relación térmica y eléctrica es mayor a 4 (Fuente: FENERCOM).

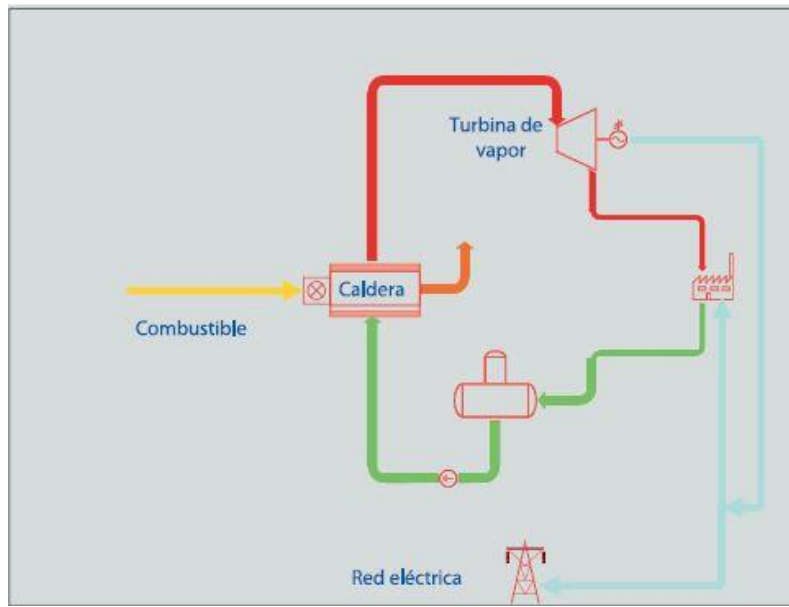


Figura 6. Cogeneración con turbina de vapor. Fuente: (FENERCOM, 2010).

2.2.3. Cogeneración con motor de combustión interna

Estos sistemas de cogeneración trabajan con combustibles fósiles generando vapor de baja presión aprovechando el agua de refrigeración del motor. Los motores más empleados son los que operan con el ciclo Otto y Diésel). La eficiencia eléctrica ronda los 25 a 45% mientras que la eficiencia global los 60 a 85% (Fuente: FENERCOM).

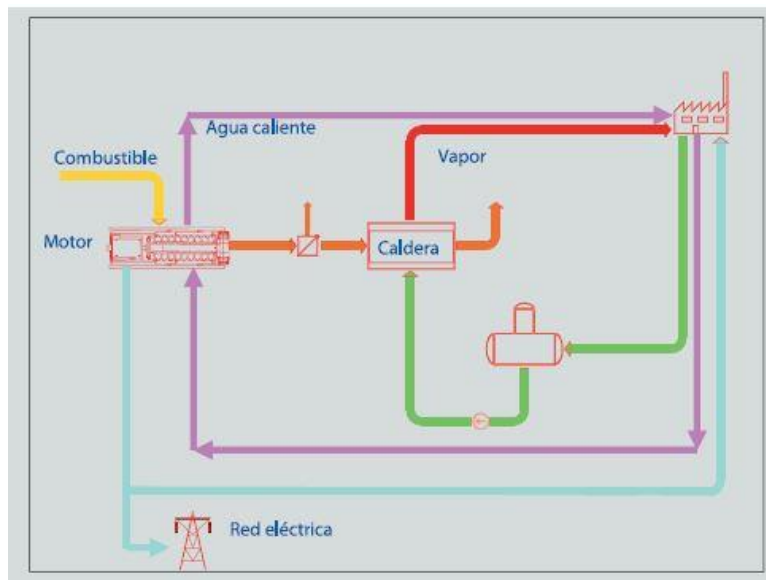


Figura 7. Cogeneración con motor de combustión interna. Fuente: (FENERCOM, 2010).

2.2.4. Cogeneración con biomasa

Este sistema es muy utilizado por las industrias que trabajan con materia orgánica tal como residuos agrícolas, desechos animales, alimentos, papel, etc. Esta biomasa puede ser quemada y producir energía térmica y eléctrica.

Los sistemas de cogeneración con biomasa pueden producir vapor a elevadas temperaturas y alcanzar una eficiencia eléctrica del 34% con base a su poder calorífico inferior (PCI).

Una de las más grandes ventajas de este sistema es que el costo del combustible (la biomasa) es muy reducido ya que al ser residuos se les tenía contemplado ser desechados, pero al utilizarlos obtenemos un beneficio, sin embargo, la mayor desventaja es que al no ser un combustible limpio, tiende a reducir la vida útil de los equipos. (Fuente: FENERCOM).

2.2.5. Cogeneración con ciclo Rankine orgánico

La diferencia entre el ciclo Rankine convencional y el orgánico es en el fluido de trabajo donde en el primero tendremos agua-vapor y en el segundo un fluido orgánico hidrocarburo que al evaporarse a menor temperatura que el agua no requiere una alta combustión.

Los gases de combustión transfieren su energía a un aceite térmico el cual se encargará de evaporar el fluido orgánico. Este entra a la turbina y posteriormente se condensa utilizando agua. (Fuente: FENERCOM).

2.2.6. Cogeneración con celdas de combustible

Las celdas de combustible son una opción eficiente con muy bajas emisiones basadas en la inversión del electrólisis del agua. En el proceso inverso en vez de que el agua se descomponga en moléculas de hidrógeno y oxígeno mediante corriente eléctrica, estas moléculas reaccionan generando electricidad y calor.

Existe 5 tipos de celdas de combustible que varían por las temperaturas a las que operan y el tipo de electrolito que ocupan:

- 1) Celda de combustible de ácido fosfórico (PAFC)
- 2) Celda de combustible de membrana de intercambio protónico (PEMFC)

- 3) Celda de combustible de carbonato fundido (MCFC)
- 4) Celda de combustible de óxido sólido (SOFC)
- 5) Celda de combustible alcalina (AFC)

Las temperaturas de operación varían de 25 a 980°C y la eficiencia eléctrica entre 30 y 50% (PCS).

Las aplicaciones de las celdas en cogeneración se basan en la generación de electricidad y recuperación del calor residual para formar agua caliente y vapor de baja presión. Estos sistemas funcionan principalmente con gas natural o gas LP.

A continuación, se presenta un cuadro comparativo entre los sistemas de cogeneración y en planta convencional y en cogeneración.

Tecnología	Convencional (%)	Cogeneración (%)
Turbina de vapor	7 – 38	60 – 80
Turbina de gas	25 – 42	65 – 87
Ciclo combinado	35 – 55	73 – 90
Motor de combustión	25 – 45	65 – 92
Microturbinas	15 – 30	60 – 85
Celdas de combustible	37 – 50	85 – 90

Tabla 1. Comparación de eficiencia en diferentes tecnologías para generación convencional y cogeneración. Fuente: (Junta de Castilla y León)

Cada empresa tiene requerimientos térmicos y eléctricos específicos. Al efectuar el diseño de la cogeneración se seleccionan los equipos eléctricos y térmicos más apropiados para satisfacer dichos requerimientos del proceso, con un enfoque de diseño eléctrico o térmico.

En el diseño eléctrico se configura el sistema para satisfacer los requerimientos eléctricos. En la mayoría de los procesos con relaciones térmicas/eléctricas (RTE) mayores a 1.2, no es posible que la cogeneración suministre el vapor total requerido, por lo que deben complementarse con las calderas existentes.

En el diseño térmico, el sistema se configura para satisfacer los requerimientos térmicos; en configuraciones de turbina de gas, normalmente existe la posibilidad

de contar con excedentes eléctricos. Al configurar el sistema para cubrir la totalidad de la demanda térmica, normalmente se obtendrán excedentes eléctricos, los cuales podrán entregarse a establecimientos.(Fuente: Junta de Castilla y León).

2.3. Eficiencia en una planta de cogeneración

La eficiencia es el parámetro más importante para conocer la viabilidad de un proyecto de cogeneración.

La eficiencia eléctrica es el cociente entre la energía eléctrica generada por la planta y la energía aportada por el combustible.

$$\eta_e = \frac{E}{F}$$

Dónde: η_e = Eficiencia eléctrica

E = Energía eléctrica generada en un periodo [kWh]

F = Consumo de combustible en el mismo periodo en [kWh] PCI

La eficiencia térmica es el cociente entre el calor útil producido y la energía aportada por el combustible.

$$\eta_t = \frac{Q}{F}$$

Dónde: η_t = Eficiencia térmica

Q = Calor útil producido en un periodo [kWh]

F = Consumo de combustible en el mismo periodo en [kWh] PCI

En plantas de cogeneración, se utiliza una eficiencia global ya que tenemos ambas fuentes de energía, por lo tanto:

$$\eta_g = \frac{E + Q}{F}$$

Rendimiento Eléctrico Equivalente (REE), es el rendimiento eléctrico comparable con una planta de sólo generación de energía eléctrica, descontando del combustible consumido el necesario para producir por sistemas convencionales el calor. Este índice permite comparar la eficiencia eléctrica de una planta de cogeneración con el rendimiento eléctrico o global de una planta de sólo producción de energía eléctrica.

$$\eta_{ee} = \frac{E}{F - \frac{Q}{0.9}}$$

Donde se considera que la eficiencia de una caldera para producir calor útil es del 90% y $Q/0.9$ es el combustible necesario para generar ese calor, lo demás es el combustible requerido para generar la electricidad.

Relación calor/electricidad (RCE) el cual ayuda a tomar la mejor decisión en cuanto a tecnología de cogeneración se debería usar, así como conocer si es viable cogenerar.

$$RCE = \frac{Q}{E}$$

Una de las razones por las que la cogeneración es atractiva es el bajo impacto ambiental que tienen con respecto a las plantas convencionales debido a la reducción de sus emisiones atmosféricas y son menos contaminantes, debido a que su eficiencia global es mayor. Las emisiones de NOx y CO están en niveles permisibles y con quemadores de bajos NOx aún se puede reducir.

Las leyes vigentes de cogeneración, que dependen de cada país, permiten a los propietarios la venta de la energía producida. En función del país existen varias posibilidades de venta:

- Venta de excedente: el industrial auto-consume parte de la energía generada y vende la restante.
- Venta de la producción total: en donde el industrial vende toda la energía generada y compra de la red la necesaria para su consumo.

2.4. Microcogeneración

Las microturbinas son plantas de baja potencia autocontenidas teniendo muchas aplicaciones industriales y comerciales. Son de bajas emisiones de gases de efecto invernadero. Estos sistemas son más recientes y han tenido gran popularidad en hoteles, restaurantes, clínicas, clubes deportivos, etc.

La energía generada por estos sistemas va desde 30 kW hasta 1.2 MW cuando se trata de varios paquetes, tienen la facilidad de poder operar tanto con combustibles líquidos como gaseosos. La eficiencia eléctrica va de un 20 a 30% mientras que la eficiencia global es de 70 a 80%. (Fuente: FENERCOM).

La microcogeneración se refiere a equipos de pequeña potencia, de menos de 50 kW, que pueden ser instalados, con facilidad y una inversión reducida, en edificios industriales, del sector terciario y residencial, edificios públicos, etc.

Uno de los requisitos que debe existir en estas instalaciones para ser rentables económicamente, es una demanda térmica de varios miles de horas al año en consumo de vapor y/o agua caliente para calefacción o proceso.

Actualmente, existen varias tecnologías de microcogeneración, pero las más comunes son los micromotores de combustión interna, (similares a los automóviles), los motores de combustión externa tipo Stirling y las microturbinas a gas.

Una de las características propias de la microcogeneración es que todos sus elementos vienen de manera compacta y en paquete, con aislamiento acústico, de manera que el equipo generalmente está listo para ser instalado y puesto en marcha. Además, estos equipos regularmente operan con controles automáticos y controlados a distancia si es necesario.

Cuando se habla de microcogeneración, se pueden distinguir tres grandes áreas de aplicación:

Sector residencial	Sector terciario	Edificios públicos
Áreas y bloques de viviendas	Edificios y/o parques industriales	Edificios gubernamentales
Multifamiliares	Residencias de la tercera edad	Edificios administrativos
	Guarderías infantiles	Edificios de oficinas
	Centros escolares	
	Hospitales	
	Polideportivos y oficinas	
	Spas y balnearios	
	Edificios comerciales	
	Hoteles y auditorios	

Tabla 2. Áreas de aplicación de la micro cogeneración. Fuente: (FENERCOM, 2010).

Dentro de sus ventajas en operación, los sistemas ocupan espacios reducidos, si se llegara a dar el caso funcionar como equipos de emergencia en fallo a suministro de red. Son equipos modulares por lo que se pueden instalar más de un equipo para ajustarse a las variaciones de demanda de manera más flexible.

2.4.1. Microturbinas

Los turbogeneradores a gas están constituidos por una turbina de gas la cual opera normalmente en ciclo simple y circuito abierto, acompañada de equipos auxiliares como una cámara de combustión, intercambiadores de calor, compresor, etc.

Una turbina de gas en ciclo simple abierto es un ciclo Brayton, es decir, el aire aspirado de la atmósfera es comprimido en el compresor rotativo para ingresar a la cámara de combustión, donde habrá una mezcla aire combustible y se quemará, después los gases se expanden en la turbina hasta la presión atmosférica.

La energía eléctrica se produce a partir de un alternador acoplado a un reductor y el eje de la turbina el cual aprovechará el trabajo neto del ciclo.

Las microturbinas trabajan igual que las turbinas convencionales, pero simplificando elementos, la eficiencia de las microturbinas es inferior. La diferencia más importante es el ciclo de regeneración para mejorar la eficiencia global y no contar con un reductor para conectarse al alternador.

La eficiencia térmica oscila entre 50-60% y la eléctrica en 30%. La conexión y desconexión a la red es automática, por lo que parece esta sincronizada con la red. El rotor de la turbina es su única parte móvil por lo que no usa agua ni aceite para lubricación, lo que aumenta el tiempo entre mantenimientos.

Un punto importante al momento de poner en marcha la microturbina es adaptarla a las condiciones ambientales (temperatura y altura). La eficiencia es sensible a las condiciones ambientales pudiendo variar en un 30% la eficiencia con la temperatura y bajar en 40% su potencia de instalación con la altura.

La pérdida de presión de aire al entrar a la turbina también puede producir pérdidas por lo que es importante mantener limpios los filtros de aire.

2.5. Turbina de gas

El sistema de cogeneración con turbina de gas, permite aprovechar la energía liberada por el combustible, y transformarla en energía mecánica, usualmente en un ciclo Brayton, el cual se explicará más adelante, posteriormente esa energía pasará por un generador eléctrico para generar electricidad.

La generación eléctrica constituye alrededor de un 30% a 35% del sistema por lo que el 70% a 65% de energía que sale en los gases de combustión por la turbina puede ser recuperado todavía alrededor de un 50% a altas temperaturas (500 a 600°C) y aprovecharse para el proceso.

El sistema de turbina de gas está compuesto por los siguientes elementos:

- Compresor de aire
- Cámara de combustión
- Turbina de gas
- Acoplamiento para el generador eléctrico

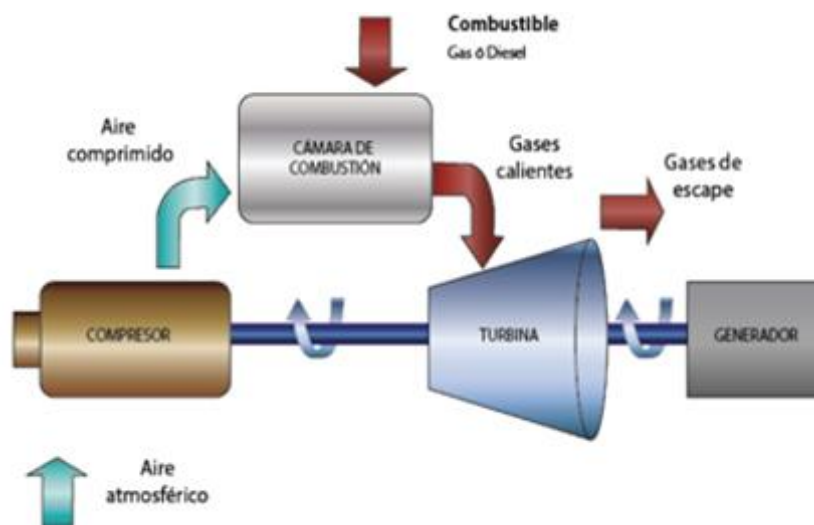


Figura 8. Esquema de una turbina de gas (Junta de Castilla y León)

El funcionamiento consiste en aspirar el aire atmosférico y comprimirlo antes de entrar a la cámara de combustión, donde se mezcla con el combustible y se produce la combustión. Los gases calientes pasan a través de la turbina y salen como gases de escape que una vez fuera de la turbina conservan energía que puede ser recuperado en un recuperador de calor y utilizarse para producción de vapor o calentamiento de agua que es nuestra finalidad. El eje de la turbina arrastra un alternador el cual genera la energía eléctrica.

En la cámara de combustión se admite un exceso de aire elevado ya que si no ocurriera eso se tendrían temperaturas muy elevadas que dañarían a los álabes; la cantidad de aire total no se mezcla con el combustible ya que eso provocaría una combustión inestable.

2.5.1. Eficiencia y factores asociados

La eficiencia eléctrica de una turbina de gas, aumenta a la par que aumenta la potencia, se podrían clasificar de la siguiente manera:

Clasificación	Potencia [MW]	Eficiencia [%]
Micro turbinas	< 1	22 – 27
Turbinas pequeñas	1 – 15	27 – 33
Turbinas medianas	15 – 35	32 – 38
Turbinas grandes	> 35	38 – 42

Tabla 3. Clasificación de turbinas por potencia y su relación con la eficiencia. Fuente: (Junta de Castilla y León).

Existen varios factores que afectan la eficiencia de la turbina de gas, entre los cuales están:

- Temperatura del aire de aspiración:

Mientras la temperatura de admisión de aire a la entrada del compresor disminuya, la eficiencia aumentará ya que el compresor no trabajará tanto como si estuviera el aire a una temperatura elevada.

- Altitud del lugar:

Este factor afecta la presión atmosférica lo que se traduce a una disminución en la presión igual a una potencia más baja, sin embargo, esta misma disminución de presión afecta al gas, pero con un efecto contrario ya que será menor el consumo de combustible por lo que la eficiencia de la turbina no se verá muy alterada.

- Régimen de funcionamiento:

En una turbina mono eje, la eficiencia disminuirá si la carga de trabajo disminuye, de igual manera reducir al mínimo las pérdidas de carga en la admisión de aire y gases de escape.

- Localización de la turbina:

Deberá situarse lo más cercano posible al punto o puntos de uso de la energía térmica para reducir pérdidas en la distribución.

2.5.2. Mejoras en la turbina de gas y nuevos desarrollos

Las turbinas de gas para generar electricidad van desde bajas potencias [kW] hasta altas potencias [MW], algunas turbinas llegan a eficiencias ISO de 42 o 45%. En turbinas mayores la eficiencia eléctrica baja un poco, pero aumenta la temperatura de los gases de escape consiguiendo generar vapor en el recuperador de calor a una mayor presión. (Fuente: FENERCOM).

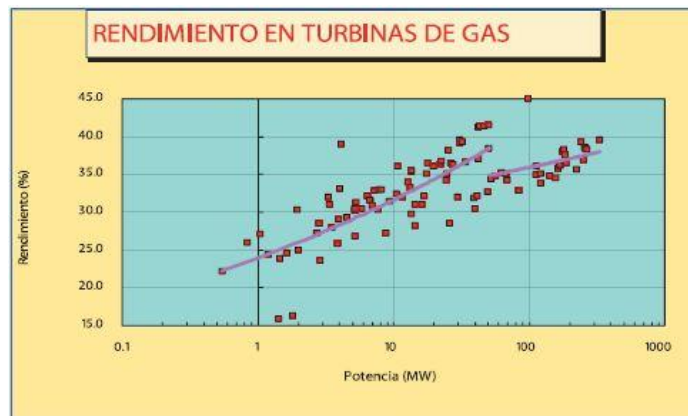


Figura 9. Relación de la eficiencia con la potencia en las turbinas de gas. Fuente: (FENERCOM, 2010).

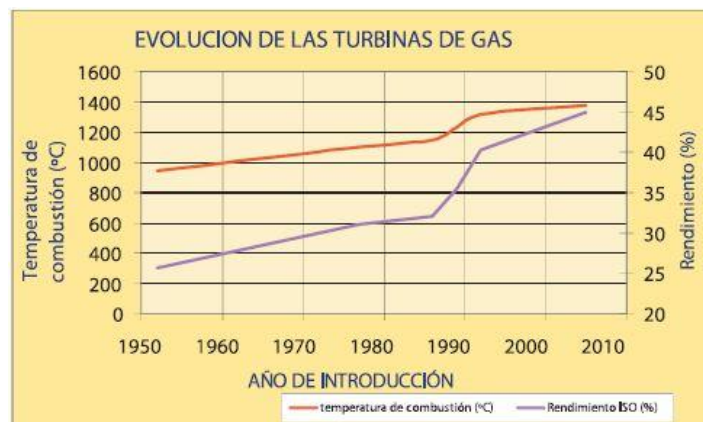


Figura 10. Evolución de las turbinas de gas en eficiencia y temperatura de combustión. Fuente: (FENERCOM, 2010).

La eficiencia de estos equipos está ligada a la temperatura superior del ciclo termodinámico (Brayton), es decir, a la salida de la cámara de combustión y entrada a la turbina, es por eso que se ha desarrollado materiales más resistentes a altas temperaturas (refractarios) y a la mejora de los sistemas de refrigeración de los elementos calientes.

Para ello se introducen nuevas aleaciones más refractarias en la primera fila de álabes, se recubren con materiales cerámicos y se mejora su enfriamiento. Con este método aumenta la potencia y rendimiento.

La evolución de las turbinas y sus eficiencias como temperaturas de combustión han ido aumentando a lo largo de las últimas 5 décadas, pero sobretodo estos últimos 25 años gracias al desarrollo e investigación de nuevas tecnologías.

Las turbinas de gas son muy eficientes en cuanto a cogeneración se refiere por disponer de calor en una sola fuente, pero para tener buenos rendimientos es importante tener como mínimo producciones de vapor de 10 ton/hr, es decir, arriba de 4 MW.

Sin embargo, esto funciona para grandes industrias o casos como aeropuertos, centros convencionales, etc.), pero para un sector doméstico a nivel manzana, clubes deportivos, etc.) son demasiado grandes. Es por ello que para este sector se han desarrollado las micro turbinas con potencias por debajo de los 100 kW, el único problema es su baja eficiencia debido a su bajo factor de carga.

Al introducir un ciclo regenerativo a las micro turbinas al precalentar el aire de combustión con los gases de escape, para ahorrar combustible, permite lograr eficiencias de 33% en micro turbinas de 100 kW, pero con gases de escape a temperaturas más bajas (300°C).

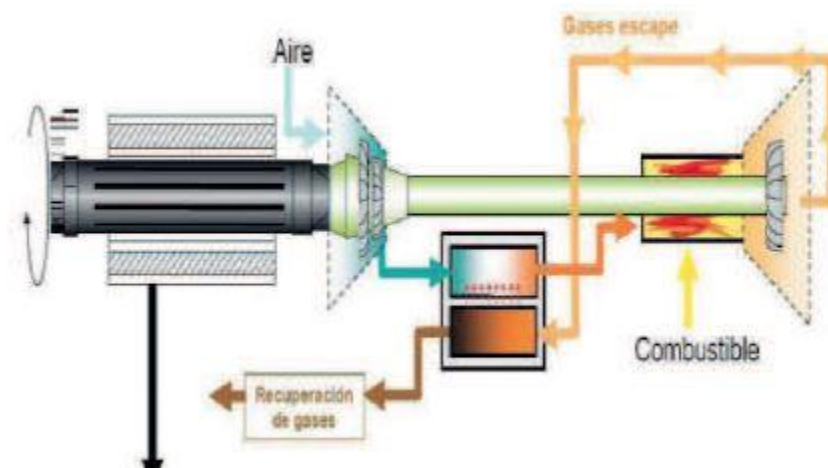


Figura 11. Turbina de gas con regeneración Fuente: (FENERCOM, 2010).

➤ Refrigeración del aire de entrada a la turbina de gas

La eficiencia y sobretodo la potencia de una turbina de gas dependen de las condiciones medioambientales del local, sobretodo la temperatura ya que tanto la potencia como la eficiencia aumentan al disminuir la temperatura ambiente. Dentro de los métodos de enfriamiento de aire están el enfriador evaporativo y el enfriador con intercambiador.

El enfriador evaporativo consiste en atomizar agua al aire de entrada a la turbina para saturarlo de humedad y llevar la temperatura a bulbo húmedo la cual es menor a la de bulbo seco, esta solución es recomendada en climas secos, sin embargo, se debe analizar su viabilidad económica.

El enfriamiento con intercambiador se trata de interponer un intercambiador en el sistema de aire de entrada a la turbina, por donde pasa un fluido frío. En este caso la temperatura límite no es la de bulbo húmedo sino la del fluido frío, incluso pasando el punto de rocío condensando mucha agua del aire, pero evitando llegar a la formación de escarcha a la entrada del compresor.

Este último sistema aumenta más la eficiencia de la turbina que el evaporativo, sin embargo, requiere una mayor inversión y además consume energía.

2.5.3. Procedimiento de recuperación de la energía calorífica

La fuente de calor que se puede recuperar en la turbina de gas son los gases de escape, los cuales tienen una elevada temperatura (450 a 650°C) y una composición alta de oxígeno (14 a 18%). Las posibles aplicaciones para recuperar ese calor se dividen en dos:

➤ Recuperación directa

En procesos de secado y atomización en donde se requieren temperaturas bajas y gases de escape sin contaminantes. En estos casos se utilizan directamente los gases de escape sobre los procesos.

➤ Recuperación indirecta

Dentro de estos, los gases ceden su calor a un fluido térmico en un intercambiador de calor, este tipo de recuperación es nuestro caso.

La generación de vapor es el claro ejemplo de que el agua aprovecha el calor de los gases de escape para elevar su temperatura y cambiar de fase, posteriormente, este vapor podrá ser aprovechado para:

- Proceso productivo donde se requiera vapor
- Expansión en una turbina de vapor y generar energía eléctrica (ciclo combinado)
- Calentamiento de fluidos (caso de la alberca olímpica)

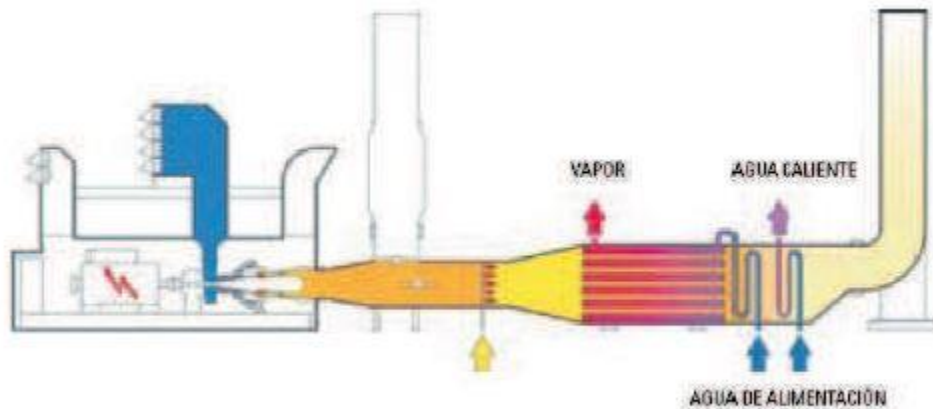


Figura 12. Generación de potencia eléctrica con aprovechamiento de gases calientes en caldera de recuperación de calor para producir vapor y/o agua caliente. Fuente: (FENERCOM,2010).

2.5.4. Caldera de recuperación de calor

La caldera de recuperación o HRSG por sus siglas en inglés (Heat Recovery Steam Generator) es el equipo principal ya que une ambos sistemas del ciclo combinado, (ciclo Brayton con la turbina de gas y ciclo Rankine con la turbina de vapor). La eficiencia final dependerá de la capacidad de extracción de calor de la caldera.

El objetivo de la caldera es aprovechar al máximo el calor de los gases de combustión y transferir esa energía al agua de alimentación y generar vapor a las condiciones óptimas para la turbina de vapor.

La caldera de recuperación de calor consta de los siguientes elementos:

- Desgasificador

Elimina los gases disueltos en el agua de alimentación para evitar corrosiones.

- Tanque de agua de alimentación y/o condensados

Deposito del agua que entrará a la caldera para ser evaporada, debe ser lo mas pura y suavizada para evitar partículas suspendidas que afecten a la caldera.

- Bombas de alimentación

Encargadas de suministrar el agua al calderín.

- Economizador (opcional)

Etapa inicial del agua de alimentación donde se eleva la temperatura de la misma sin llegar a la evaporación con ayuda de los gases de escape, con la finalidad de minimizar la diferencia de temperatura necesaria para llevar a las condiciones finales del vapor ahorrando combustible, esto también ayuda a reducir la temperatura de salida de los gases.

- Evaporadores

Es el corazón del recuperador de calor, donde el agua se evapora absorbiendo el calor residual de los gases de combustión.

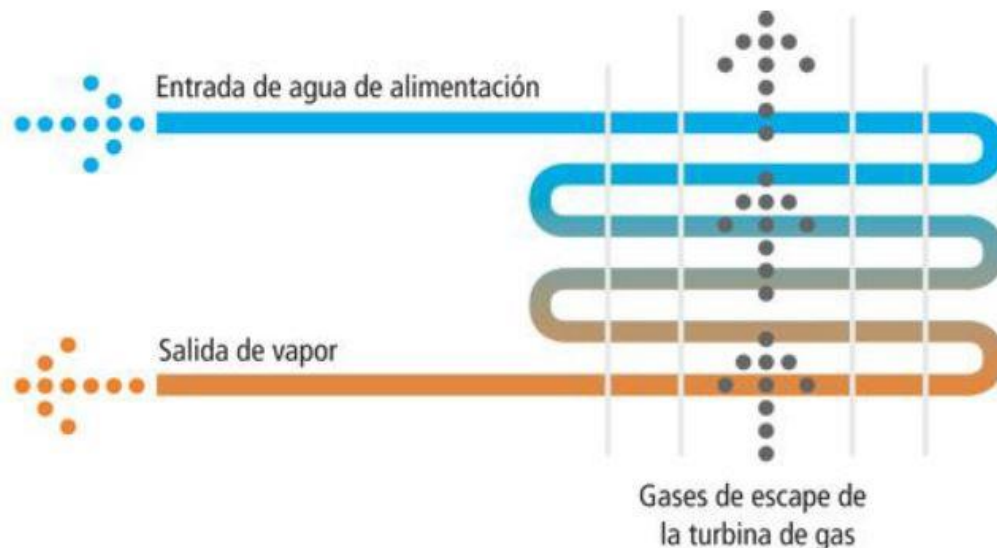


Figura 13. Esquema descriptivo de un evaporador de la caldera. Fuente: (Khellaf, S. ,2016).

- Sobrecalentadores (opcional)

Son los intercambiadores de calor que se encuentran más cercanos a la entrada de los gases de escape de la turbina de gas, por eso mismo los gases aún conservan altas temperaturas traducido a una gran energía térmica, para una turbina de vapor

es importante que el vapor generado en la caldera salga sin ninguna gota de agua que pudiera dañar los álabes de la turbina, en este punto se debe tener mucho cuidado en las presiones y temperaturas que alcanza el vapor para no dañar tanto a la caldera como a la turbina.

➤ Calderín

Es un depósito donde permanecen en equilibrio el vapor y el agua de alimentación, la fracción de vapor se regula gracias a los evaporadores ya que el agua que reciben los tubos del evaporador lo devuelve en vapor, por lo que si queremos aumentar la cantidad de vapor generada, debemos suministrar un mayor caudal de agua de alimentación, de esta manera la fracción de vapor aumentará en el calderín.

Si la caldera de recuperación de calor tuviera esta configuración con economizador y sobrecalentador, el perfil de temperaturas quedaría de la siguiente manera:

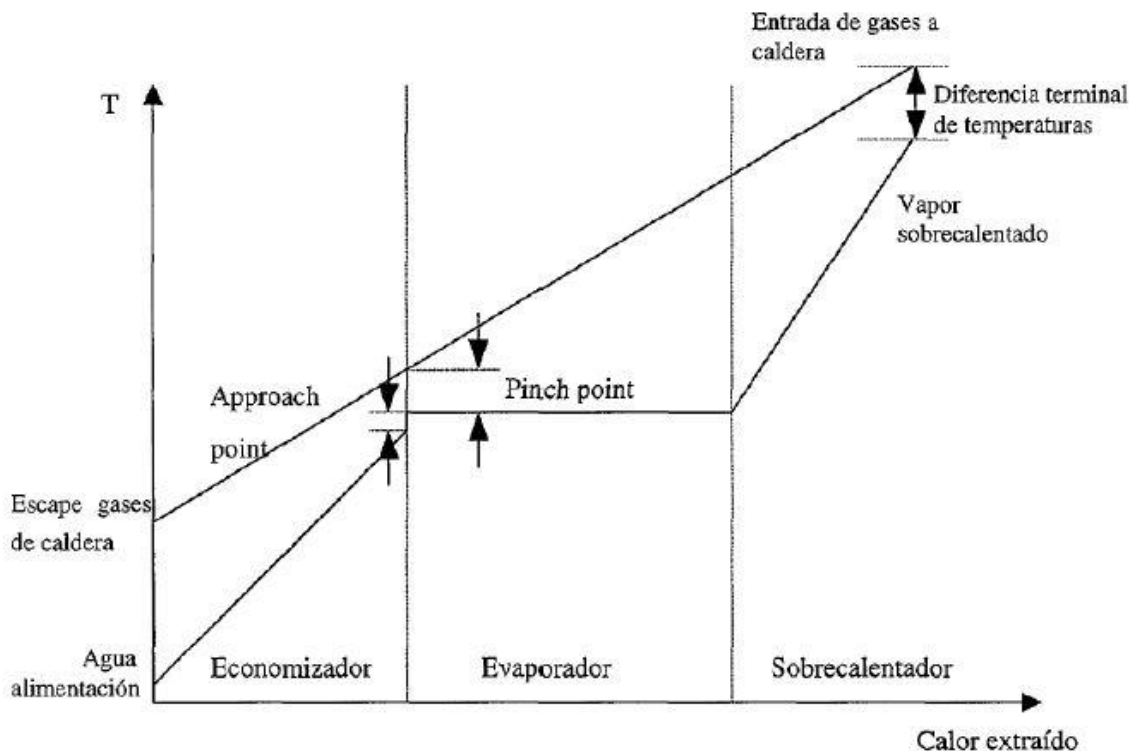


Figura 14. Evolución de las temperaturas de los fluidos. Fuente: (Khellaf, S. ,2016).

En el diagrama se nota una zona lineal que corresponde a los evaporadores, esto es debido a que se encuentra el cambio de fase (de líquido a vapor) en donde la temperatura se mantiene constante; esta zona depende de la presión ya que mientras mayor sea ésta, menor será el calor latente de evaporación, así como la temperatura del vapor será mayor. Sin embargo, tenemos una limitante que será la presión de operación máxima de los equipos debido al material y su configuración.

Dentro del recuperador de calor hay tres puntos importantes donde debemos tener cuidado con el control de las temperaturas.

El primer punto es a la salida del economizador y a la entrada del evaporador, en donde queremos acercarnos lo más posible a la temperatura del agua (líquido) pero sin llegar al punto de evaporación, este punto es conocido como Approach Point (punto de aproximación).

El siguiente punto se encuentra en la zona de evaporadores en el caso del agua-vapor y una vez que los gases de combustión han dejado esa zona, justo en ese punto tenemos la mínima diferencia de temperaturas, mientras más pequeña sea la diferencia refleja una mayor área de transferencia y por ende una mejor eficiencia energética. Sin embargo, la limitante de este punto es el costo elevado, éste punto se conoce como Pinch Point.

El último punto es la diferencia de temperaturas terminal que corresponde a la temperatura con la que entran los gases de combustión al recuperador y la temperatura con la que sale el vapor del sobrecalentador y listo para entrar a la turbina de vapor, es importante que estas temperaturas sean elevadas para tener un mejor aprovechamiento de la energía térmica, sin embargo, llega a estar limitada por los parámetros de diseño de la turbina.

2.6. Ciclos de Potencia empleados en cogeneración con turbina de gas

El concepto fundamental de la cogeneración es poder de un mismo insumo (combustible) obtener más de una fuente de energía aprovechando calor residual de la primer fuente, es por ello que podemos tener un ciclo Brayton simple como sistema de cogeneración, hasta un ciclo combinado donde coexisten el ciclo Brayton y el ciclo Rankine, la diferencia entre ambos sistemas es que en el ciclo simple con turbina de gas además de generar energía eléctrica, los gases de escape pasarán por un intercambiador de calor o generador de vapor, el cual aportará calor al fluido de trabajo que pasa por la otra corriente del intercambiador para elevar su temperatura.

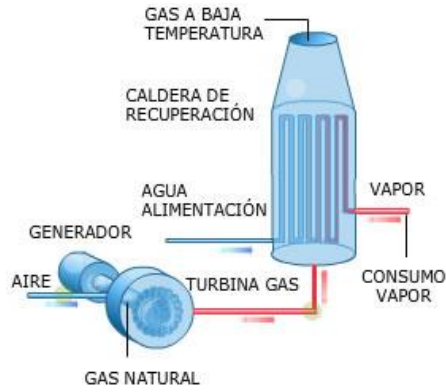


Figura 15. Cogeneración con turbina de gas en ciclo simple.

2.6.1. Ciclo combinado

Cuando se tiene un ciclo combinado el principio es el mismo con el ciclo Brayton, sin embargo, el fluido que se requiere calentar se evapora y posteriormente se hace pasar por una turbina de vapor (ciclo Rankine) para generar todavía un poco más de energía eléctrica.

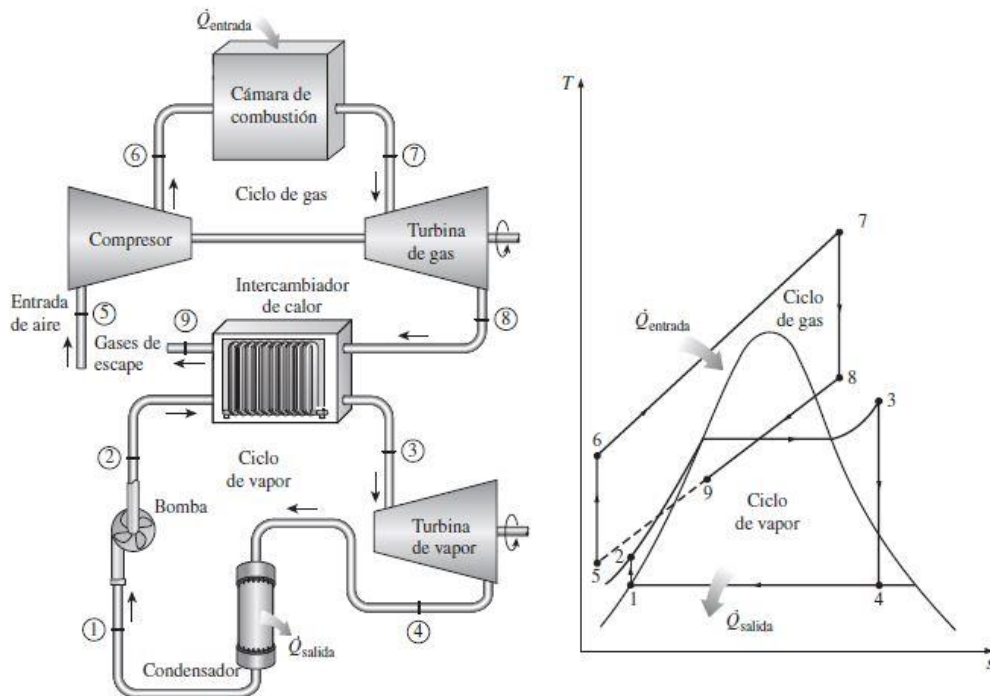


Figura 16. Central eléctrica combinada de gas y vapor. Fuente: (Cengel).

2.6.2 Ciclo Brayton

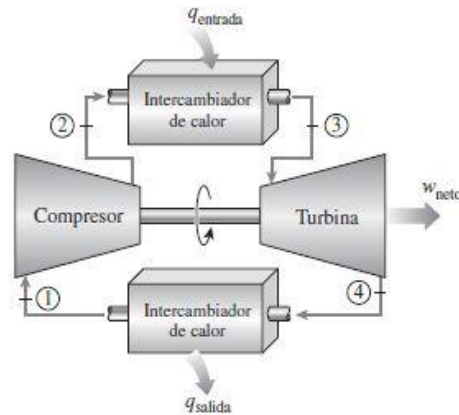


Figura 17. Una turbina de gas en ciclo cerrado. Fuente: (Cengel).

El objetivo de este ciclo de turbina de gas es convertir la energía química del combustible en calor al quemarlo y, posteriormente en trabajo mecánico el cuál se acoplará a un alternador para generar energía eléctrica, sin embargo, su rendimiento se expresa en términos de eficiencia energética.

Las turbinas de gas se emplean en centrales eléctricas generalmente en emergencias y durante periodos picos gracias a su bajo coste y pronta respuesta, además de que trabajan al mismo régimen y cuando hay variaciones en la demanda solo se varia el par generado.

Es común ver que las turbinas de gas se operan en un ciclo abierto, donde se introduce aire en condiciones ambientales al compresor donde se eleva su temperatura y presión. Ese aire comprimido se envía a la cámara de combustión donde se le inyecta combustible y se quema a presión constante. De esa combustión se generan gases de alta temperatura que entran a la turbina donde se expandirán hasta regresar a la presión atmosférica generando potencia. Finalmente, una vez que los gases escapan de la turbina salen al medio ambiente.

En nuestro caso, el ciclo no será abierto ya que esos gases de escape de la turbina se harán pasar por un intercambiador de calor el cuál aportará energía térmica a un fluido (agua) para elevar su temperatura, posterior a eso si aún conserva una elevada temperatura los gases, se pueden pasar por filtros y reinyectarse al compresor o instalar un economizador para elevar la temperatura del aire de admisión del compresor, con la finalidad de elevar la temperatura de combustión y a su vez se traduce en una mayor generación de energía eléctrica y aumento de temperatura de los gases de escape. Sin embargo, siempre debemos de contemplar los costos de cada equipo a instalar.

Es así que el ciclo está conformado por cuatro procesos internamente reversibles:

- 1 – 2: Compresión isentrópica en el compresor.
- 2 – 3: Suministro de calor a presión constante en la cámara de combustión.
- 3 – 4: Expansión isentrópica en la turbina.
- 4 – 1: Liberación de calor a presión constante al intercambiador de calor.

A continuación, se presentan los diagramas P-V y T-S del ciclo Brayton

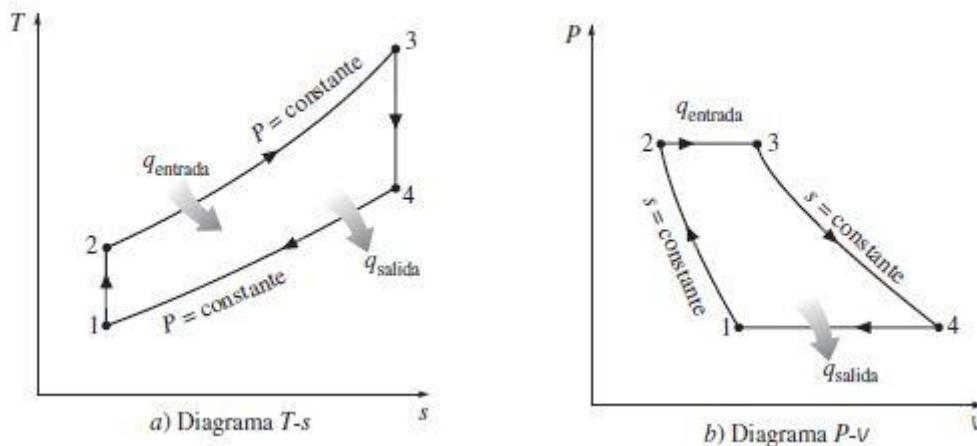


Figura 18. Diagramas T- s y P- v para un ciclo Brayton ideal. Fuente: (Cengel).

Recordando que el área encerrada en las curvas de los procesos representa el trabajo neto producido, equivalente a la transferencia de calor neta.

Empleando tanto un balance de masa como la primer y segunda ley de la termodinámica, se tienen las siguientes ecuaciones de cada uno de los componentes del ciclo:

Compresor:

$$\frac{\dot{W}_c}{\dot{m}} = h_2 - h_1$$

Intercambiador de calor:

$$\frac{\dot{Q}_{sal}}{\dot{m}} = h_4 - h_1$$

Turbina:

$$\frac{\dot{W}_T}{\dot{m}} = h_3 - h_4$$

Cámara de combustión:

$$\frac{\dot{Q}_{ent}}{\dot{m}} = h_3 - h_2$$

III. Marco metodológico

3.1. Datos de la instalación

La alberca olímpica de ciudad universitaria (AOCU) se encuentra dentro de las instalaciones de ciudad universitaria perteneciente a la Universidad Nacional Autónoma de México (UNAM), cuya sede está situada dentro de la delegación de Coyoacán al sur de la Ciudad de México (CDMX).

La altura sobre el nivel del mar es de 2250 metros y atiende a más de 120 mil universitarios al año.

La alberca tiene un horario de atención al público de 07:00 a 20:00 horas de martes a domingo, sin embargo, aunque los lunes no abran sus puertas al público se realizan actividades de mantenimiento y limpieza a la alberca y las áreas verdes que pertenecen al recinto.

El volumen total de agua en las zonas de 25 metros, fosa de clavados y chapoteadero es de 6.5 millones de litros, los cuales deben permanecer dentro del rango de temperatura de 25 a 28 °C, establecido por la Federación Internacional de Natación (FINA).

Todo el caso de estudio, así como la captura de datos y el análisis de los resultados son del año 2016.

3.2. Climatología

Los siguientes datos fueron tomados de los boletines mensuales publicados por el Observatorio Meteorológico del Colegio de Geografía, de la Facultad de Filosofía y Letras (FFyL) de la UNAM del año 2016.

3.2.1. Temperaturas

2016	Temperatura máxima mensual [°C]	Temperatura mínima mensual [°C]	Temperatura promedio mensual [°C]
Enero	21.7	4.7	13.1
Febrero	24.9	5.5	14.7
Marzo	25.1	8.4	16.7
Abril	29	11.1	19.4
Mayo	29.8	12.2	20.8
Junio	25.6	12.3	18.9
Julio	25.4	12.1	18.8
Agosto	25.5	13	17.4
Septiembre	24.5	13.1	18.8
Octubre	23.5	11.3	17.4
Noviembre	22	8.7	15.4
Diciembre	23.7	7.3	15.5

Tabla 4. Temperaturas mensuales en Ciudad Universitaria en 2016. Fuente: (Observatorio Meteorológico, FFyL).

3.2.2. Humedad relativa

2016	Humedad relativa promedio mensual [%]
Enero	68.5
Febrero	65.3
Marzo	65.9
Abril	66.9
Mayo	66
Junio	72.7
Julio	76.2
Agosto	72.3
Septiembre	71.6
Octubre	72
Noviembre	75.7
Diciembre	68.9

Tabla 5. Humedad relativa mensual en Ciudad Universitaria en 2016. Fuente: (Observatorio Meteorológico, FFyL).

3.3. Descripción de las instalaciones actuales

El sistema de calentamiento de la AOCU está compuesto por diversos equipos, por lo que dividiremos en subsistemas de acuerdo a la aportación o papel que juega dentro del sistema global.

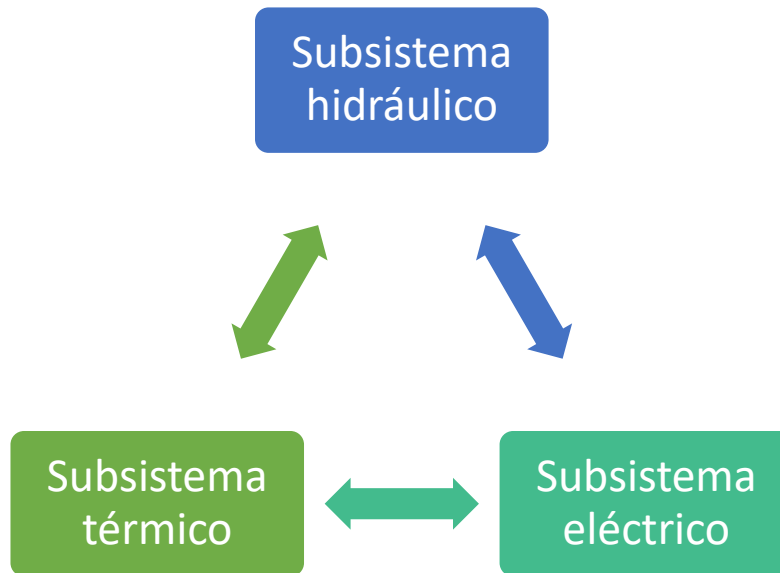


Figura 19. Sistema de calentamiento de agua en la AOCU. Fuente: (Rodríguez, S. ,2014).

Por lo mostrado anterior en el diagrama, los subsistemas están relacionados entre sí por lo que el mínimo cambio o perturbación que sufra alguno de los subsistemas ya sea benéfico o perjudicial, afectará a los demás ya sea en mínima o gran medida.

A. Subsistema térmico

Dentro del subsistema térmico tenemos todos aquellos equipos e instalaciones destinadas al acondicionamiento del agua para mantener la temperatura establecida en la AOCU.

En total tenemos 3 fuentes de acondicionamiento del agua, las dos calderas, las cuales proporcionan el mayor porcentaje de calor al sistema hidráulico, seguido por los colectores solares y finalmente las bombas de calor las cuales recientemente se pusieron en marcha.

- Calderas

La caldera es un equipo donde se transfiere la energía obtenida de la combustión de un combustible a un fluido de trabajo transformándolo en vapor con una elevada temperatura y presión.

En las calderas tenemos la siguiente información tanto técnica como de operación, sin embargo, cabe aclarar que a pesar de que las calderas son idénticas, no son operadas de la misma manera.

MODELO	MYRGGO M3200
Capacidad	200 CC
Presión	10.5 kg/cm ²
Combustible	Gas LP
Quemador	8,400 MBTU/h
Motor de compresión de aire	3 HP
Motor de bomba de alimentación	5 HP
Año de fabricación	2003

Tabla 6. Datos técnicos de las calderas de la AOCU.



Figura 20. Caldera de la Alberca con su placa de datos. Fuente: (MYRGGO)

- Colectores solares

Se encuentran instalados 1000 colectores solares en la periferia de la alberca, los cuales aportan una parte del calor requerido para mantener la temperatura del agua en la alberca. Se tienen los siguientes datos de estos equipos:

MARCA	HELIOCOL
Modelo	HC – 40
Capacidad	38,150 BTU/día
Presión de trabajo	6.3 kg/cm ²

Tabla 7. Datos técnicos de los calentadores solares instalados en la AOCU.



Figura 21. Calentadores solares. Fuente: (HELIOCOL).

- Bombas de calor

Las bombas de calor son dispositivos que absorben aire a una temperatura menor a la que sale del equipo, por lo que ese aumento de calor es transferido en este caso al agua de entrada a la alberca. Actualmente hay 10 bombas de calor instaladas afuera de la alberca, los datos que se tienen de las bombas de calor son los siguientes:

MODELO	SX5HP3
Capacidad	120,000 BTU/h
COP	6.3
Voltaje	220 V
Potencia	3 HP

Tabla 8. Datos técnicos de las bombas de calor instaladas en la AOCU.



Figura 22. Bomba de calor. Fuente: ().

B. Subsistema hidráulico

Dentro del subsistema hidráulico tenemos la bomba de succión del agua que proviene de la alberca, la cual será acondicionada al desmineralizarla y clorada, así como aumento de su temperatura para posteriormente retornarla a la alberca.

Este subsistema pasa a través de los colectores solares y las bombas de calor, sin embargo, en las calderas solo pasa en un intercambiador de calor en donde el vapor generado por las calderas hará que aumente su temperatura.

C. Subsistema eléctrico

Por último, el subsistema eléctrico el cuál engloba todos los equipos tanto principales, auxiliares e instrumentación y control que mantienen un funcionamiento correcto y que requieren de energía eléctrica para operar.

Una vez que se explica los subsistemas que se encuentran en la alberca, en el presente trabajo se acotará al sistema de calentamiento de agua por parte de las calderas en donde se analizará gracias al apoyo del programa THERMOFLEX 26, el cual, indicará en diferentes puntos del sistema las siguientes variables (presión, temperatura, flujo y entalpía).

Cabe destacar que este software es comúnmente utilizado para análisis de centrales termoeléctricas, sin embargo, tiene la flexibilidad de analizar sistemas de menor tamaño, tal es el caso de la alberca.

Primero se diseñó el sistema actual en donde tenemos la aportación de vapor de las calderas al intercambiador de calor la cual posteriormente es condensada y regresada parcialmente a las calderas.

Lo siguiente se muestra a continuación:

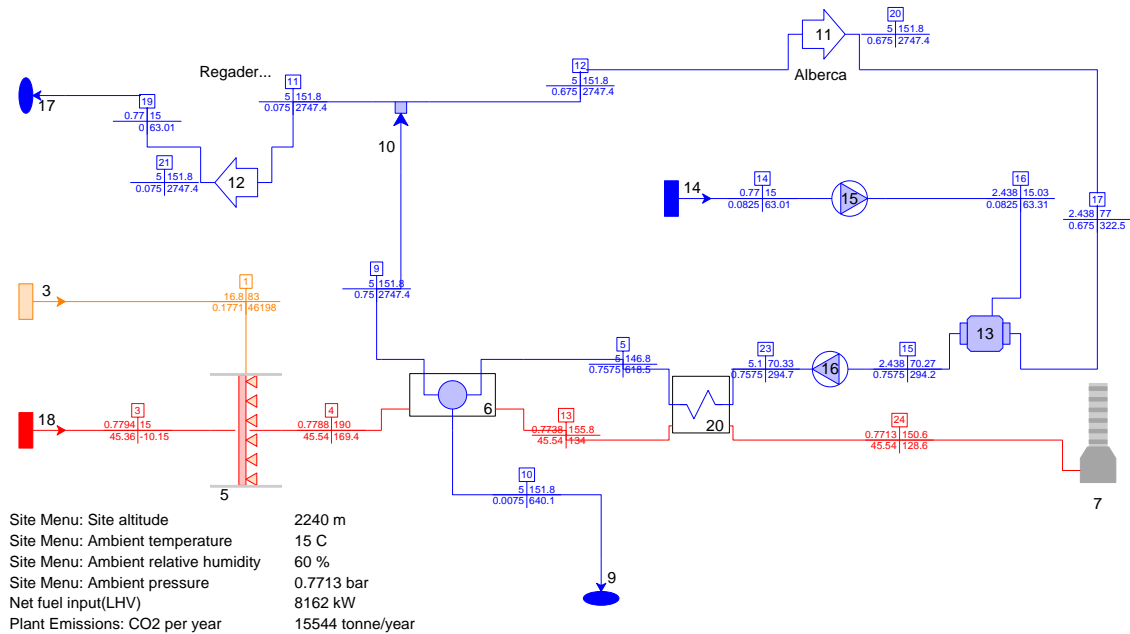


Figura 23. Diagrama del sistema de calentamiento de agua por parte de las calderas, situación actual en THERMOFLEX. Fuente: (UNAM)

En el diagrama podemos apreciar los elementos que componen este sistema, tenemos una caldera separada en los principales elementos que se compone (quemador [5], evaporador [6], condensador [20]), tenemos nuestras fuentes tanto de combustible (cuadro amarillo [3]), de aire (cuadro rojo [18]) y de agua (cuadro azul [14]), tenemos nuestros sumideros tanto de agua (óvalos azules [9 y 17]) como de aire (chimenea [7]), tenemos nuestras bombas de agua representadas por los círculos con un triángulo interno [15 y 16], el plixer o tanque de condensados [13] y los dos principales procesos que requieren vapor, las regaderas [12] y la alberca, que en realidad es un paso previo en el intercambiador de calor [11].

3.4. Caracterización del sistema de calentamiento de agua a partir de las calderas.

Los elementos que conforman este sistema son:

- Bombas de agua de alimentación
 - Calderas
- Cabezal de distribución de vapor
- Procesos (intercambiador de calor y regaderas)
 - Tanque de condensados

3.4.1. Capacidad real

Las calderas tienen una capacidad nominal de 200 [CC], recordando la definición de caballos caldera (CC), es la producción de 15.64 kg/hr de vapor saturado a 100°C y presión de una atmósfera, a partir de agua a la misma temperatura. (Fuente: Cengel).

La caldera no trabaja bajo estas condiciones por lo que debemos reajustar su capacidad de producir vapor.

El sistema cuenta con un tanque de retorno de condensados, en donde el calor que no se ocupó para el proceso, se utiliza para aumentar la temperatura del agua que se alimentará a la caldera, lo que se quiere obtener con este equipo es minimizar el tiempo de operación del quemador de la caldera y disminuir el consumo de combustible.

Los parámetros de operación que nos ayudarán a calcular la capacidad real de la caldera son la presión a la que se está generando el vapor y las temperaturas de saturación tanto de vapor como de agua a esa presión. Finalmente, por diferencia de entalpías entre las definidas por los caballos caldera y las de presión de operación, tendremos un factor de evaporación que será la diferencia entre la capacidad nominal y real. Dicho de otra forma, tenemos:

Definición C.C @ 1 atm y 100°C		
1 C.C equivale a	15.64	[kg/hr]
hf_c	419.1	[kJ/kg]
hg_c	2675.7	[kJ/kg]
hfgcc	2256.6	[kJ/kg]
T_cc	100	[°C]

Tabla 9. Definición de caballos caldera.

Dónde: hf_cc = entalpía específica de agua saturada definida

hg_cc = entalpía específica de vapor saturado definida

hfg_cc = entalpía específica de evaporación definida

Condiciones de operación @ 4.2 kg/cm2		
hf_op	610.45	[kJ/kg]
hg_op	2739.8	[kJ/kg]
hfg_op	2129.35	[kJ/kg]
T_op	145	[°C]
T_Agua_rep	15	[°C]
hf_op (agua rep)	62.9	[kJ/kg]

Tabla 10. Datos de operación de una caldera.

Dónde: hf_op = entalpía específica de agua saturada de operación

hg_op = entalpía específica de vapor saturado de operación

hfg_op = entalpía específica de evaporación de operación

hf_op (agua rep) = entalpía específica de agua saturada de repuesto

Para calcular el factor de evaporación tenemos:

$$F_{evaporación} = \frac{\frac{1}{hfg_{cc}}}{hg_{op} - hf_{op}(agua\ rep)} = \frac{\frac{1}{2256.6 \left[\frac{kJ}{kg}\right]}}{2739.8 \left[\frac{kJ}{kg}\right] - 62.9 \left[\frac{kJ}{kg}\right]} = 1.19 [1]$$

Ahora bien, si dividimos la capacidad nominal de la caldera entre el factor de evaporación, tendremos la capacidad real de producción de vapor, si la caldera operara a plena carga (100%).

$$Capacidad_{real} = \frac{Capacidad_{nominal}}{F_{evaporación}} = \frac{200 [CC]}{1.19} = 168.60 [CC]$$

3.4.2. Factor de demanda

El quemador de la caldera opera en flama baja y flama alta, teniendo la capacidad de trabajar a una demanda del 0% cuando el quemador se encuentra apagado, de 62% cuando la caldera trabaja a flama baja y al 100% de carga cuando la flama

esta alta. En promedio la caldera opera en flama baja por lo que estamos hablando de una carga del 62%, para estas condiciones se tiene lo siguiente:

$$\begin{aligned} \text{Producción de vapor}_{@100\%} &= \text{Capacidad}_{real} * 15.64 \left[\frac{kg}{hr} \right] \\ &= 168.60 [CC] * 15.64 \left[\frac{kg}{hr} \right] = 2636.904 \left[\frac{kg}{hr} \right] \end{aligned}$$

Ahora bien para una carga en la caldera de 62% tenemos:

$$\begin{aligned} \text{Producción de vapor}_{@62\%} &= \text{Producción de vapor}_{@100\%} * 62\% \\ &= 2636.904 \left[\frac{kg}{hr} \right] * 0.62 = 1634.9 \left[\frac{kg}{hr} \right] \end{aligned}$$

3.4.3. Días y horas de operación anuales

El año 2016 contó con 366 días siendo un año bisiesto, en total al año hubo 8784 horas de las cuales la alberca, en específico la caldera operó 3146 horas, o lo equivalente a 242 días al año 13 horas al día.

CALENDARIO 2016				
	L - V	S	D	
ENERO	21	5	5	31
FEBRERO	21	4	4	29
MARZO	23	4	4	31
ABRIL	21	5	4	30
MAYO	22	4	5	31
JUNIO	22	4	4	30
JULIO	21	5	5	31
AGOSTO	23	4	4	31
SEPTIEMBRE	22	4	4	30
OCTUBRE	21	5	5	31
NOVIEMBRE	22	4	4	30
DICIEMBRE	22	5	4	31
TOTALES	261	53	52	366

Tabla 11. Calendario del año 2016.

A continuación, se presenta una tabla con los días entre semana, sábados y domingos al mes que operó la caldera, así como las horas correspondientes.

	CALENDARIO UNAM				
	L – V	S	D	DÍAS	HRS
ENERO	16	4	4	24	312
FEBRERO	20	4	4	28	364
MARZO	8	2	2	12	156
ABRIL	16	5	4	25	325
MAYO	16	4	3	23	299
JUNIO	13	3	3	19	247
JULIO	10	2	2	14	182
AGOSTO	17	4	4	25	325
SEPTIEMBRE	11	3	3	17	221
OCTUBRE	12	3	3	18	234
NOVIEMBRE	17	4	3	24	312
DICIEMBRE	11	1	1	13	169
TOTAL	167	39	36	242	3146

Tabla 12. Calendario universitario del 2016.

3.4.4. Factor de planta

El factor de planta nos indica cuantas horas operó al año la caldera con respecto al número de horas totales al año, es decir:

$$F.P = \frac{\text{Horas de operación al año}}{\text{Horas totales al año}} * 100\% = \frac{3146}{8784} * 100\% = 35.82\%$$

3.4.5. Eficiencia de la caldera

Para obtener la eficiencia de la caldera, se hizo un levantamiento de las condiciones de operación de la misma, con ayuda de un analizador de gases de combustión Bacharach PC3 se obtuvieron los siguientes valores:

Gases de combustión		
Temperatura	200	[°C]
Exceso de aire	59.3	[%]
Análisis de combustión		
CO2	8.3	[%]
O2	8.3	[%]
CO	1	[ppm]
NOx	58	[ppm]
SOx	6	[ppm]
Eficiencia	82.9	[%]

Tabla 13. Evaluación de la eficiencia de combustión en una caldera.

Además del análisis de los gases de combustión se tomaron termografías para revisar los aislamientos térmicos y se detectaron puntos calientes en donde teníamos una mayor cantidad de calor disipándose. Por la antigüedad del aislante y el estado del mismo, así como por la demanda de vapor que se generaba, se calculó una pérdida por radiación del 4% sobre el total de eficiencia.

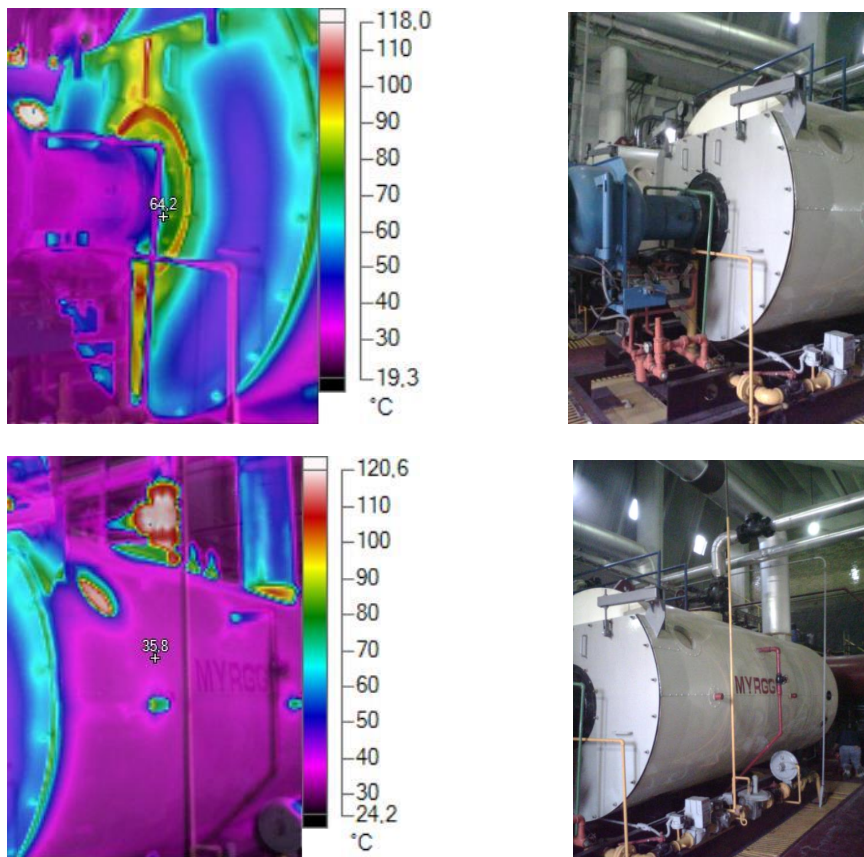


Figura 24. Termografías de una caldera para evaluar su aislamiento (Imágenes tomadas del THERMOFLUX).

Por último, las pérdidas de energía a través de las purgas asociadas tanto al porcentaje que no retorna al sistema, como el agua que se retira de la caldera para mantener niveles bajos de incrustaciones lo calculamos en un 4% de pérdidas.

En el siguiente cuadro resumen se desglosan las pérdidas, así como la eficiencia energética de la caldera.

	[%]	[%]
Energía suministrada	100	-
Pérdidas por combustión	-	18.1
Pérdidas por radiación	-	4
Pérdidas por purgas	-	4
Pérdidas incalculables	-	0.65
	Eficiencia	74.25

Tabla 14. Balance energético de una caldera.

3.5. Perfil térmico

En este apartado se caracterizará la demanda, el consumo y la energía térmica suministrada a lo largo del año 2016, con la finalidad de crear un perfil térmico.

Dentro de los datos que nos servirán de base para caracterizar nuestro perfil se presentan los siguientes.

CC	200	Demanda máxima
kWt	1545.15	
F.P.	35.82%	Factor de planta
F.E.	0.84	Factor evaporación
kg/h	15.64	Equivalencia CC
Producción	2636.904	kg/h
hv sum	2526.26	kJ/kg
Eff. Caldera	74.25%	Eficiencia
PCI	24830.37	kJ/lts

Tabla 15. Caracterización de la energía térmica.

A partir de los datos mostrados arriba y el calendario de operación al año, podemos generar nuestro perfil de energía.

Primero que todo tomando en cuenta que la caldera opera en dos modalidades, a flama baja y flama alta y también considerando las condiciones climatológicas del Valle de México, así como la operación de los equipos, se consideraron los siguientes porcentajes de cargas térmicas a lo largo del año.

	Fc. Demanda base	Fc. Demanda intermedia	Fc. Demanda punta	Fc. Demanda mensual	Demanda promedio kWt
ENERO	100%	100%	0%	100%	1545
FEBRERO	100%	62%	0%	76%	1169
MARZO	62%	62%	0%	62%	958
ABRIL	62%	62%	0%	62%	958
MAYO	62%	62%	0%	62%	958
JUNIO	62%	62%	0%	62%	958
JULIO	62%	62%	0%	62%	958
AGOSTO	62%	62%	0%	62%	958
SEPTIEMBRE	62%	62%	0%	62%	958
OCTUBRE	62%	62%	0%	62%	958
NOVIEMBRE	100%	62%	0%	76%	1169
DICIEMBRE	100%	100%	0%	100%	1545

Tabla 16. Factores estacionales en la demanda de energía térmica.

Tomando en cuenta la configuración para el cobro de energía eléctrica se hizo el análisis de la energía térmica con base a esos parámetros para poder caracterizar nuestro consumo de energía, por lo que tenemos en la región centro un horario de base, intermedia y punta de la siguiente manera:

	Entre semana	Sabado	Domingo
Inicio jornada	6	6	6
Horas / Día	13	13	13
Fin jornada	19	19	19
BASE	0	1	13
INTERMEDIA	13	12	0
PUNTA	0	N.A	N.A

Tabla 17. Horarios y periodos de operación.

Eso al mes durante un año nos dará los siguientes datos:

HORAS OPERACIÓN AL MES									
	Entre semana		Sabado		Domingo		Totales		Total
	Base	Intermedia	Base	Intermedia	Base	Intermedia	Base	Intermedia	
ENERO	0	208	4	48	52	0	56	256	312
FEBRERO	0	260	4	48	52	0	56	308	364
MARZO	0	104	2	24	26	0	28	128	156
ABRIL	0	208	5	60	52	0	57	268	325
MAYO	0	208	4	48	39	0	43	256	299
JUNIO	0	169	3	36	39	0	42	205	247
JULIO	0	130	2	24	26	0	28	154	182
AGOSTO	0	221	4	48	52	0	56	269	325
SEPTIEMBRE	0	143	3	36	39	0	42	179	221
OCTUBRE	0	156	3	36	39	0	42	192	234
NOVIEMBRE	0	221	4	48	39	0	43	269	312
DICIEMBRE	0	143	1	12	13	0	14	155	169

Tabla 18. Horas de operación en cada periodo al mes.

Una vez que caracterizamos el perfil térmico podemos conocer la demanda mensual tanto en horario base como intermedia; el consumo mensual en los mismos horarios y la energía suministrada.

DEMANDA (kWh)			CONSUMO (kWh)			ENERGÍA SUMINISTRADA
Mes	Base	Intermedia	Base	Intermedia	Total	MJ
ENERO	277.33	1267.81	15,530.73	324,560.47	340,091.19	1,648,926.99
FEBRERO	237.72	810.61	13,312.05	249,667.50	262,979.55	1,275,052.38
MARZO	171.95	786.04	4,814.52	100,613.74	105,428.27	511,167.37
ABRIL	168.02	789.98	9,576.97	211,713.33	221,290.30	1,072,922.67
MAYO	137.77	820.22	5,924.17	209,976.51	215,900.68	1,046,791.19
JUNIO	162.90	795.09	6,841.69	162,994.42	169,836.11	823,447.83
JULIO	147.38	810.61	4,126.74	124,833.75	128,960.49	625,262.97
AGOSTO	165.07	792.92	9,243.89	213,296.23	222,540.11	1,078,982.36
SEPTIEMBRE	182.06	775.93	7,646.60	138,891.53	146,538.13	710,487.89

OCTUBRE	171.95	786.04	7,221.79	150,920.62	158,142.40	766,751.05
NOVIEMBRE	212.95	825.96	9,156.99	222,183.57	231,340.55	1,121,651.17
DICIEMBRE	128.00	1417.15	1,792.01	219,657.97	221,449.98	1,073,696.87

Tabla 19. Perfil de demanda, consumo y suministro de energía térmica.

A partir de la energía suministrada y el poder calorífico inferior (PCI) del combustible podemos conocer el consumo de gas LP en litros por mes, así como de la fuente de consulta el costo del combustible por litro en cada periodo para obtener el costo que se tuvo al mes en la compra del gas LP.

	Consumo gas LP en litros	Costo gas LP por litros (\$/lt)	Costo gas LP por periodo
ENERO	66,407.68	\$ 7.84	\$ 520,636.20
FEBRERO	51,350.53	\$ 7.84	\$ 402,588.13
MARZO	20,586.38	\$ 7.84	\$ 161,397.22
ABRIL	43,210.10	\$ 7.84	\$ 338,767.20
MAYO	42,157.70	\$ 7.84	\$ 330,516.38
JUNIO	33,162.93	\$ 7.84	\$ 259,997.41
JULIO	25,181.38	\$ 7.84	\$ 197,422.04
AGOSTO	43,454.15	\$ 7.84	\$ 340,680.50
SEPTIEMBRE	28,613.67	\$ 7.06	\$ 202,012.50
OCTUBRE	30,879.57	\$ 7.06	\$ 218,009.77
NOVIEMBRE	45,172.56	\$ 7.06	\$ 318,918.26
DICIEMBRE	43,241.28	\$ 7.06	\$ 305,283.45
TOTAL	473,417.93	\$ 7.58	\$ 3,596,229.07

Tabla 20. Consumo y costo de combustible.

3.6. Perfil eléctrico

kWe	165.22	Demanda máxima
F.P.	90.7%	Factor de potencia
Bono/Cargo	0.19%	Bonificación

Tabla 21. Caracterización de la energía eléctrica.

El perfil eléctrico se caracterizó a partir de conectar el analizador de redes por un periodo de una semana para monitorear las cargas diarias en un intervalo de 10 minutos sin detenimiento. No se pudo contrastar directamente con una factura ya

que dentro de la UNAM el pago de energía eléctrica se hace por zonas y no por recintos individuales.

La siguiente gráfica muestra la demanda eléctrica que se monitoreo en la alberca en la semana del 22 al 29 de noviembre de 2017 y donde podemos observar que los picos en la mayoría de los días se presentan después de las 18:30 y antes de las 19:00 y concuerda con el horario de verano que corresponde a esa temporada donde se enciende la luz artificial.

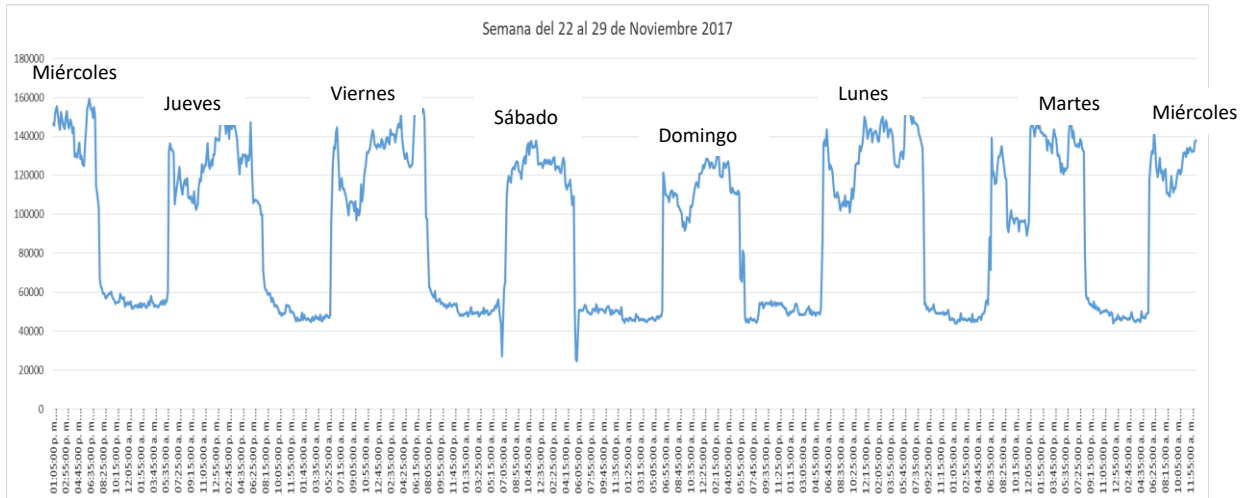


Figura 25. Monitoreo de la demanda eléctrica.

A continuación, se presenta la distribución de los días al año, separados por meses, se tomaron días a la semana, así como días inhábiles, aquellos que de acuerdo al calendario de la universidad no se laboró:

Días al mes	Lunes	Martes	Miércoles	Jueves	Viernes	Sábado	Domingo	(L-V) Inhabil	(S) Inhabil	(D) Inhabil	
ENERO	3	4	4	4	4	4	4	2	1	1	31
FEBRERO	4	4	4	4	4	4	4	1	0	0	29
MARZO	3	5	5	5	3	3	3	2	1	1	31
ABRIL	4	4	4	4	5	4	4	0	1	0	30
MAYO	5	4	4	4	4	4	3	1	0	2	31
JUNIO	4	4	5	4	4	4	4	1	0	0	30
JULIO	2	2	2	2	2	2	2	11	3	3	31
AGOSTO	5	5	5	4	4	4	4	0	0	0	31
SEPTIEMBRE	4	4	4	4	4	3	3	2	1	1	30
OCTUBRE	4	4	4	4	4	5	5	1	0	0	31
NOVIEMBRE	3	4	4	4	4	4	4	3	0	0	30
DICIEMBRE	1	2	2	3	3	3	3	11	2	1	31
TOTAL	42	46	47	46	45	44	43	35	9	9	366

Tabla 22. Días de operación al año.

En el monitoreo se registró el consumo de energía acumulado cada 10 minutos por lo que después de registrar los consumos diarios, también se clasifico por periodo base, intermedia y punta teniendo como resultado la tabla que se muestra a continuación:

	Consumo kWh promedios			
	Base	Intermedia	Punta	Total
L	316.98	1921.85	180.35	2419.19
M	287.14	1791.23	144.96	2223.32
Mi	299.19	1903.84	121.39	2324.43
J	329.01	1823.83	120.07	2272.91
V	296.93	1897.87	125.91	2320.71
S	340.87	1591.09		1931.96
D	1668.92	253.41		1922.33
(L-V) Inhabil	71.74	191.31	23.91	286.97
(S) Inhabil	83.70	203.27		286.97
(D) Inhabil	227.18	59.79		286.97
Consumo total en una semana promedio kWh				15,414.86

Tabla 23. Consumo eléctrico promedio diario en cada periodo.

A partir de los perfiles generados por los consumos de energía por día y periodo, así como las horas y días de operación podemos conocer los consumos y demandas mensuales, la energía suministrada y el costo de la misma. Esto se presenta a continuación:

MES	CONSUMO kWh				DEMANDA kWe		
	BASE	INTERMEDIA	PUNTA	TOTAL	BASE	INTERMEDIA	PUNTA
ENERO	14,293.57	43,456.34	2,638.21	60,388.12	55.83	97.44	62.81
FEBRERO	14,227.92	44,923.82	2,794.65	61,946.40	61.86	105.95	66.54
MARZO	12,902.19	45,232.87	2,898.72	61,033.78	53.31	99.19	63.02
ABRIL	14,536.81	46,833.65	2,896.65	64,267.11	61.34	106.20	68.97
MAYO	13,330.35	46,711.84	2,975.00	63,017.20	52.28	104.97	67.61
JUNIO	14,527.12	46,827.67	2,916.04	64,270.83	61.56	106.43	66.27
JULIO	8,799.91	25,259.87	1,648.42	35,708.20	34.37	56.64	39.25
AGOSTO	15,059.49	50,349.43	3,217.44	68,626.37	62.23	110.42	69.94
SEPTIEMBRE	12,600.76	43,533.69	2,818.56	58,953.01	53.39	98.94	64.06

OCTUBRE	16,237.71	46,768.33	2,794.65	65,800.69	63.43	104.86	66.54
NOVIEMBRE	14,054.43	43,384.60	2,662.12	60,101.15	59.55	98.60	60.50
DICIEMBRE	10,580.59	28,581.38	1,714.05	40,876.02	43.54	62.54	38.96

Tabla 24. Perfil eléctrico de la demanda y consumo.

Los cargos de energía y factores de ajuste presentados por CFE (Comisión Federal de Electricidad) para ese año fueron los siguientes:

CARGO POR ENERGÍA				
Mes	Demanda Facturable (\$/kW)	Energía Punta (\$/kWh)	Energía Intermedia (\$/kWh)	Energía Base (\$/kWh)
ENERO	194.35	1.75	0.76	0.63
FEBRERO	195.38	1.83	0.83	0.69
MARZO	198.58	1.79	0.77	0.64
ABRIL	201.28	1.88	0.84	0.71
MAYO	200.19	1.76	0.73	0.61
JUNIO	200.31	1.80	0.77	0.64
JULIO	203.19	1.93	0.87	0.73
AGOSTO	206.99	1.98	0.91	0.76
SEPTIEMBRE	208.52	2.09	1.00	0.84
OCTUBRE	209.44	2.09	1.00	0.83
NOVIEMBRE	211.93	2.17	1.07	0.89
DICIEMBRE	212.38	2.21	1.11	0.93

Tabla 25. Cargo por energía eléctrica. Fuente: (CFE 2016).

FACTORES DE AJUSTE			
Mes	Cargo por demanda	Cargo por energía en punta	Cargo por energía en intermedia y base
ENERO	0.9992	1.0189	1.0421
FEBRERO	1.0053	1.0446	1.0906
MARZO	1.0164	0.9754	0.9274
ABRIL	1.0136	1.0543	1.1020
MAYO	0.9946	0.9350	0.8649
JUNIO	1.0060	1.0239	1.0512
JULIO	1.0144	1.0705	1.1364
AGOSTO	1.0187	1.0279	1.0387
SEPTIEMBRE	1.0074	1.0533	1.1072
OCTUBRE	1.0044	1.0001	0.9951
NOVIEMBRE	1.0119	1.0397	1.0723
DICIEMBRE	1.0021	1.0176	1.0359

Tabla 26. Factores de ajuste a la tarifa (CFE 2016).

Por lo que los costos de energía de nuestras instalaciones son los siguientes:

COSTOS DE ENERGÍA								
Mes	Costo por demanda facturable	Costo por energía base	Costo por energía intermedia	Costo por energía punta	Costo total de energía	Cargo – Abono por FP	Total Facturable	Costo medio de la energía
ENERO	14,215.21	9,425.76	34,276.86	4,711.39	62,629.22	- 119.13	62,510.10	1.04
FEBRERO	15,391.75	10,708.26	40,444.48	5,344.93	71,889.43	- 136.74	71,752.69	1.16
MARZO	14,909.57	7,657.91	32,116.12	5,049.48	59,733.08	- 113.62	59,619.46	0.98
ABRIL	16,349.35	11,298.60	43,543.94	5,750.25	76,942.14	- 146.35	76,795.79	1.19
MAYO	15,693.91	7,032.95	29,480.66	4,897.06	57,104.58	- 108.62	56,995.96	0.90
JUNIO	15,782.31	9,791.71	37,760.68	5,382.09	68,716.79	- 130.71	68,586.08	1.07
JULIO	9,164.88	7,287.16	25,022.42	3,405.22	44,879.68	- 85.36	44,794.32	1.25
AGOSTO	17,308.64	11,839.65	47,350.57	6,559.84	83,058.71	- 157.98	82,900.73	1.21
SEPTIEMBRE	15,654.50	11,691.41	48,321.00	6,202.40	81,869.31	- 155.72	81,713.59	1.39
OCTUBRE	16,415.78	13,474.28	46,427.47	5,839.73	82,157.25	- 156.27	82,000.98	1.25
NOVIEMBRE	15,426.04	13,476.10	49,763.84	6,012.52	84,678.50	- 161.07	84,517.43	1.41
DICIEMBRE	9,796.67	10,152.65	32,808.02	3,855.59	56,612.93	- 107.68	56,505.25	1.38

Tabla 27. Costo de la energía eléctrica.

IV. Análisis y resultados

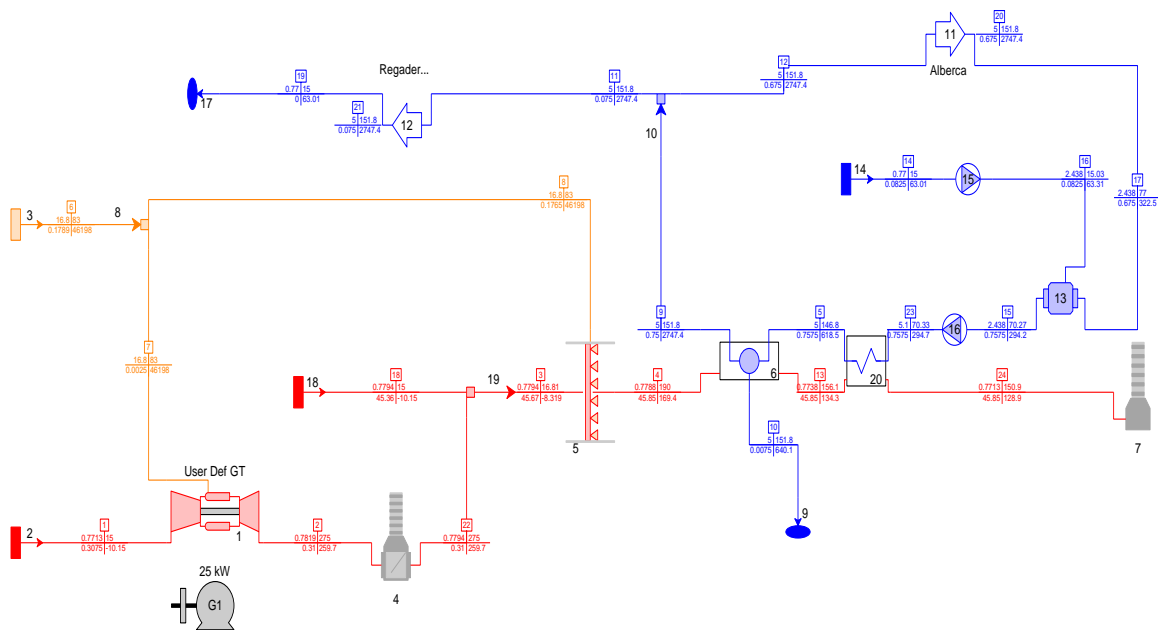
4.1. Escenario 1.- Propuesta micro-cogeneración GIZ

GIZ (Deutsche Gesellschaft für Internationale Zusammenarbeit) que en español sería (Cooperación Alemana al Desarrollo Sustentable en México) en colaboración con Asesoría Energética S.A. propusieron implementar un sistema de microgeneración en las instalaciones de la AOCU, el cual consiste en instalar una microturbina de gas CAPSTONE C30 para generar energía eléctrica, y a partir de

los gases de combustión que ingresan a un quemador de post-combustión, elevar su temperatura y calentar el agua de una caldera.

En general el sistema actual de calentamiento de agua, no sufriría cambios importantes, sin embargo, se busca que en lugar de que entre aire a temperatura ambiente a la caldera, este ingrese a mayor temperatura y mejore la eficiencia de la caldera. También se busca que ese aire que ingresó, ya haya aportado energía al sistema eléctrico al haber sido comprimido y expandido en la turbina, la cual está acoplada al generador eléctrico.

A continuación, se presenta un esquema de la propuesta de micro-cogeneración por parte de GIZ:



Site Menu: Site altitude	2240 m
Site Menu: Ambient temperature	15 C
Site Menu: Ambient relative humidity	60 %
Site Menu: Ambient pressure	0.7713 bar
Gross power	25 kW
Net power	24.16 kW
Net electric efficiency(LHV)	0.2929 %
Net heat rate(LHV)	1229000 kJ/kWh
Net fuel input(LHV)	8247 kW
Net process heat output	1842.9 kW
CHP efficiency	22.64 %
Plant Emissions: CO2 per year	15706 tonne/year

Figura 26. Diagrama de la propuesta de GIZ en THERMOFLEX. (Fuente:UNAM).

El flujo de aire de admisión a la cámara de combustión de la turbina es pequeño, lo que produce un flujo de gases de combustión pequeño a pesar de tener una elevada temperatura. Debido a esto la temperatura de los gases no logra calentar el volumen de agua necesario para la alberca, por lo que al agregar el quemador de bajos NOx elevamos aún más la temperatura de los gases y logramos calentar el agua.

Esta propuesta es mejor que la situación actual ya que generamos una parte de la demanda eléctrica, sin embargo, no la cubre totalmente, ni tampoco cubre la demanda térmica.

La ventaja que tiene sobre las demás propuestas es la potencia de la turbina de gas que, al ser menor, su inversión disminuye.

Indicadores

$$\text{Eficiencia eléctrica: } \eta_e = \frac{E}{F} = \frac{24.16}{8247} \times 100\% = 0.2929\%$$

$$\text{Eficiencia térmica: } \eta_t = \frac{Q}{F} = \frac{1842.9}{8247} \times 100\% = 22.35\%$$

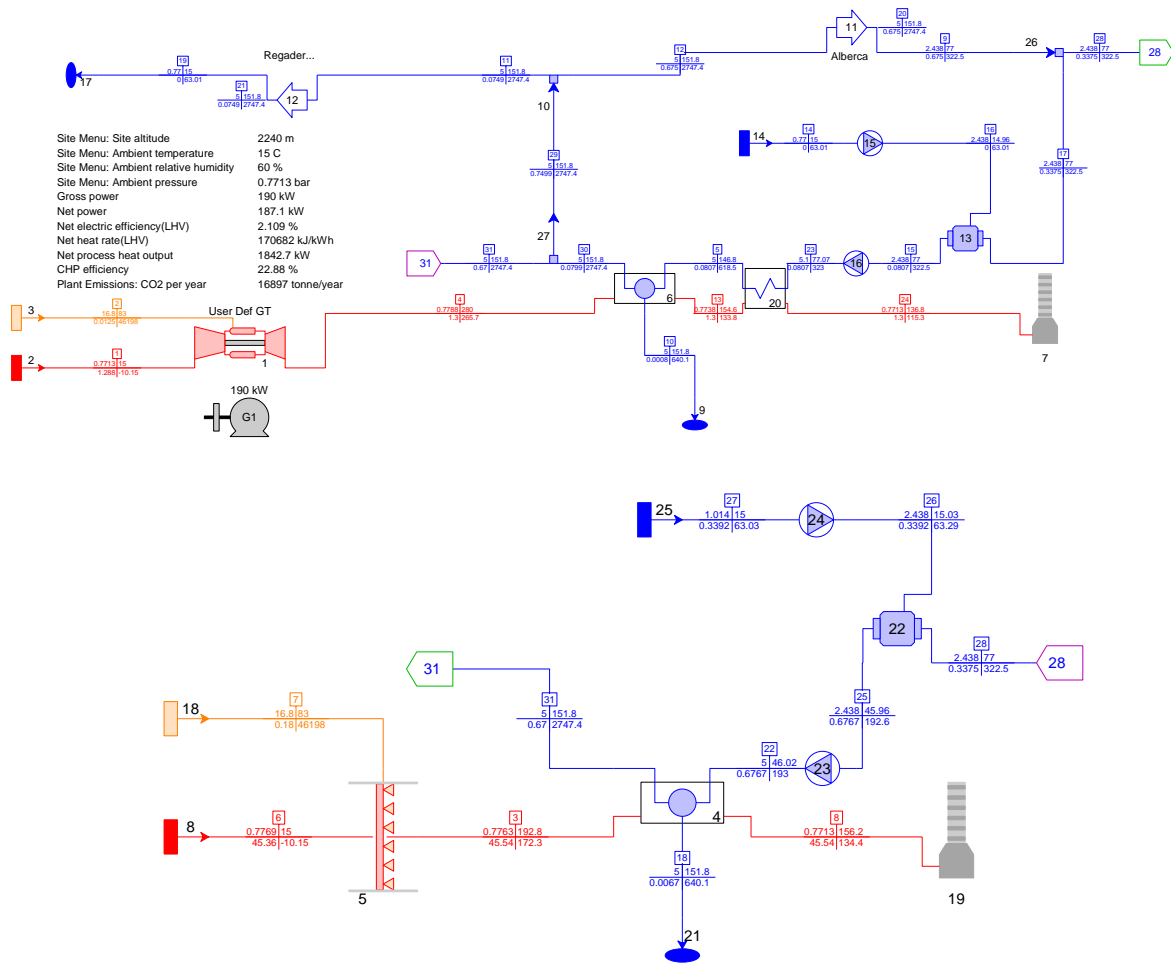
$$\text{Eficiencia global: } \eta_g = \frac{E+Q}{F} = \frac{24.16+1842.9}{8247} \times 100\% = 22.64\%$$

$$\text{Rendimiento eléctrico equivalente: } \eta_{ee} = \frac{E}{F - \frac{Q}{0.9}} = \frac{24.16}{8247 - \frac{1842.9}{0.9}} \times 100\% = 0.3897\%$$

$$RCE = \frac{Q}{E} = \frac{1842.9}{24.16} = 76.28$$

4.2. Escenario 2.- Máxima energía eléctrica

Dentro de esta propuesta se sugiere cubrir toda la demanda eléctrica que requieren las instalaciones de la alberca, con ayuda del monitoreo pudimos encontrar el valor de la demanda máxima medida, en que momento del día ocurrió y cuanto duró con la finalidad de poder cubrir en todo momento toda esta demanda. Una vez que el sistema actual está bien dimensionado y diseñado, Se realiza la propuesta con una microturbina marca CAPSTONE C200.



Site Menu: Site altitude	2240 m
Site Menu: Ambient temperature	15 C
Site Menu: Ambient relative humidity	60 %
Site Menu: Ambient pressure	0.7713 bar
Gross power	190 kW
Net power	187.1 kW
Net electric efficiency(LHV)	2.109 %
Net heat rate(LHV)	170682 kJ/kWh
Net process heat output	1842.7 kW
CHP efficiency	22.88 %
Plant Emissions: CO2 per year	16897 tonne/year

Figura 27. Diagrama de la propuesta de cobertura eléctrica total en THERMOFLEX.(Fuente:UNAM).

Dentro de esta propuesta y saliendo un poco de la línea de GIZ si no colocamos quemadores de post-combustión la energía térmica no logra ser cubierta por la turbina ya que el flujo de aire que admite no basta para calentar el flujo total de agua. Es por ello que la caldera tendrá que operar a la par con la turbina de gas para cubrir la demanda máxima de vapor.

A diferencia del escenario propuesto anteriormente, aquí la turbina es mucho mayor ya que buscamos cubrir toda la demanda eléctrica, por ende, el costo de inversión para esta turbina será mayor.

Indicadores

$$\text{Eficiencia eléctrica: } \eta_e = \frac{E}{F} = \frac{187.1}{8871.5} \times 100\% = 2.11 \%$$

$$\text{Eficiencia térmica: } \eta_t = \frac{Q}{F} = \frac{1842.7}{8871.5} \times 100\% = 20.77\%$$

$$\text{Eficiencia global: } \eta_g = \frac{E+Q}{F} = \frac{187.1+1842.7}{8871.5} \times 100\% = 22.88 \%$$

$$\text{Rendimiento eléctrico equivalente: } \eta_{ee} = \frac{E}{F - \frac{Q}{0.9}} = \frac{187.1}{8871.5 - \frac{1842.7}{0.9}} \times 100\% = 2.74 \%$$

$$RCE = \frac{Q}{E} = \frac{1842.7}{187.1} = 9.85$$

4.3. Escenario 3.- Máxima energía térmica

En esta propuesta buscamos cumplir con la demanda máxima de energía térmica, por lo general esta demanda es un poco más uniforme que la eléctrica, sin embargo llega a variar estacionalmente ya que cuando baja la temperatura ambiente la carga térmica aumenta y cuando la temperatura ambiente aumenta la carga térmica disminuye, esto debido a que durante la noche las calderas se encuentran apagadas y la alberca no está techada ni tiene un protector por lo tanto la temperatura de la alberca desciende.

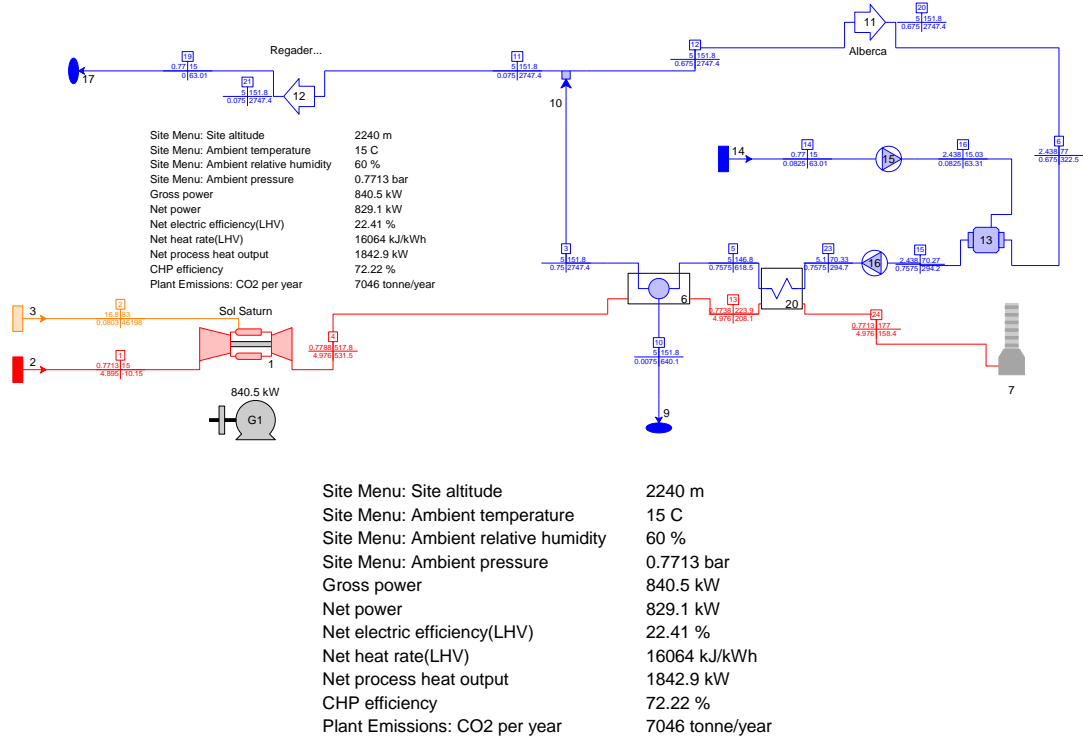


Figura 28. Diagrama de propuesta de cobertura térmica total en THERMOFLEX. (Fuente:UNAM).

Como vimos anteriormente el flujo de gases de combustión debe ser elevado, así como su temperatura para lograr la demanda de vapor requerida por el sistema, es por ello que la turbina debe ser mayor para tener un flujo mayor.

En esta propuesta la turbina cubre tanto la demanda térmica como la eléctrica, sin embargo, no podemos decir que sea la mejor opción a la ligera ya que al aumentar la potencia de la turbina el precio igual aumenta.

Indicadores

$$\text{Eficiencia eléctrica: } \eta_e = \frac{E}{F} = \frac{829.1}{3699.8} \times 100\% = 22.41 \%$$

$$\text{Eficiencia térmica: } \eta_t = \frac{Q}{F} = \frac{1842.9}{3699.8} \times 100\% = 49.81 \%$$

$$\text{Eficiencia global: } \eta_g = \frac{E+Q}{F} = \frac{829.1+1842.9}{3699.8} \times 100\% = 72.22 \%$$

$$\text{Rendimiento eléctrico equivalente: } \eta_{ee} = \frac{E}{F - \frac{Q}{0.9}} = \frac{829.1}{3699.8 - \frac{1842.9}{0.9}} \times 100\% = 50.18 \%$$

$$RCE = \frac{Q}{E} = \frac{1842.9}{829.1} = 2.22$$

Conclusiones

Primero que todo, los datos obtenidos a partir del levantamiento en las instalaciones muestran que la eficiencia de las calderas es baja, y esto puede reflejar que no se tiene una operación correcta. El usar de manera eficiente los equipos y la red de distribución de energía puede incrementar el ahorro de energéticos, lo que implica una reducción de costos. Cuando se tiene una instalación que demanda más energía térmica que eléctrica, por lo general, la propuesta de tener un sistema de cogeneración resulta viable.

La demanda térmica que reflejó el perfil, es mucho más grande que la demanda eléctrica, es por ello que la eficiencia de cogeneración cuando se busca cubrir la electricidad es muy baja ya que aún se necesita generar calor con el sistema actual que son las calderas. Es por lo mismo que, aunque si hay un aprovechamiento de la energía generada por la turbina y su calor de desecho, no es una opción que refleje un gran ahorro.

Por otra parte, cuando se busca cubrir la demanda total térmica, la eficiencia de cogeneración aumenta ya que no solo está cubierto el calor, sino la electricidad consumida en las instalaciones dejando energía generada sobrante. Cabe destacar que, para poder cumplir con esta propuesta, la potencia de la turbina de gas aumenta, lo que representa tanto una mayor inversión en cuanto costo e ingeniería civil, ya que el espacio ocupado por esta turbina es mayor.

Finalmente, la propuesta térmica total al tener un excedente de energía eléctrica de la que se consume en las mismas instalaciones, al existir recintos cercanos a la alberca, podemos conectarlas a la red y suministrarles energía eléctrica, siendo esto favorable para la universidad.

Bibliografía

- AE,SA, GIZ, develoPPP.de, cooperación alemana (2017). *Sistema de microcogeneración en las instalaciones de la Alberca Olímpica Universitaria de la UNAM, Ciudad de México*. AE,SA
- Blanco, J. & García J. (2012). *Guía básica de la microcogeneración*. Euroiberia Internacional S.L. Madrid.
- Cengel Y. A. (2004). *Termodinámica*. México Mc. Graw-Hill.
- Centro Mario Molina para estudios estratégicos sobre energía y medio ambiente A.C. (2010). *La ruta de México hacia una economía sustentable de baja intensidad de carbono*. Centro Mario Molina. México.
- Consejería de Economía y Empleo, Ente Regional de Energía de Castilla y León. (2010). *Mejoras horizontales de ahorro y eficiencia energética sector industrial, energía térmica, ejemplos prácticos*. Junta de Castilla y León, España.
- Cuadra, B. (2009). *Estudio de viabilidad de un sistema de trigeneración para un hospital*. (tesis de diplomacia). FNB-UPC.
- Damian, L. (2012). *Diagnóstico y mejoramiento del uso de la energía en el sistema de calentamiento de la alberca de la Unidad Profesional Adolfo López Mateos IPN*, (tesis de maestría), Instituto Politécnico Nacional, México.
- FENERCOM. (2010). *Guía de la cogeneración*. Madrid.
- Khellaf, S. (2016). *Modelado y simulación de una planta de cogeneración mediante el simulador de procesos HYSYS*. (tesis de licenciatura), Universidad de Sevilla, España.
- Kohan, A. L. (2000). *Manual de calderas*, Madrid. Mc. Graw-Hill
- Ramiro, F. (2009) *Estudio de viabilidad y diseño de una planta de cogeneración para una industria cárnica*. (tesis de licenciatura), Universidad Carlos III de Madrid, España.
- Rodríguez, S. (2014). *Análisis energético de un sistema tipo híbrido en la alberca olímpica de ciudad universitaria* (tesis de licenciatura), Universidad Nacional Autónoma de México, México.

- Rouco, A. (2012). *Proyecto de planta de cogeneración en un centro deportivo*. (tesis de licenciatura), Universidad de Coruña, España.

Anexos

A.1. Fichas técnicas

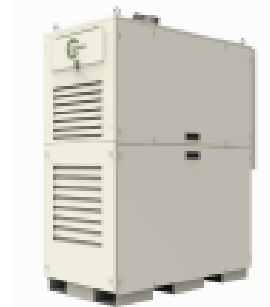
C30 Microturbine

High-pressure Natural Gas



Achieve ultra-low emissions and reliable electrical generation from natural gas.

- Ultra-low emissions
- One moving part – minimal maintenance and downtime
- Patented air bearings – no lubricating oil or coolant
- Integrated utility synchronization – no external switchgear⁽¹⁾
- Compact modular design allows for easy, low-cost installation
- Multiple units easily combined – act as single generating source
- Remote monitoring and diagnostic capabilities
- Proven technology with tens of millions of operating hours
- Various Factory Protection Plans available



C30 Microturbine

Electrical Performance⁽²⁾

Electrical Power Output	30kW
Voltage	400/480 VAC
Electrical Service	3-Phase, 4 Wire Wye
Frequency	50/60 Hz
Electrical Efficiency LHV	26%

Fuel/Engine Characteristics⁽²⁾

Natural Gas HHV	30.7–47.5 MJ/m ³ (825 – 1,275 BTU/ft ³)
Inlet Pressure	379–414 kPa gauge (55–60 psig)
Fuel Flow HHV	457 MJ/hr (433,000 BTU/hr)
Net Heat Rate LHV	13.8 MJ/kWh (13,100 BTU/kWh)

Exhaust Characteristics⁽²⁾

NOx Emissions @ 15% O ₂	< 9 ppmvd (18 mg/m ³)
Exhaust Mass Flow	0.31 kg/s (0.69 lbm/s)
Exhaust Gas Temperature	275°C (530°F)

Dimensions & Weight⁽²⁾

Width x Depth x Height ⁽³⁾	0.76 x 1.52 x 1.79 m (30 x 60 x 71 in)
Weight - Grid Connect Model	405 kg (891 lb)
Weight - Dual Mode Model	578 kg (1,271 lb)

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

Minimum Clearance Requirements⁽¹⁾

Horizontal Clearance	
Left & Right	0.76 m (30 in)
Front	0.93 m (37 in)
Rear	0.90 m (35 in)

Acoustic Emissions

Nominal at Full Power at 10 m (33 ft)	65 dBA
---------------------------------------	--------

Certifications

- UL 2200 Listed
- CE Certified

C30 Engine Components



(1) Some utilities may require additional equipment for grid interconnectivity.
(2) Nominal full power performance at ISO conditions: 15°C (59°F), 101.325 kPa, 80% RH.
(3) Approximate dimensions and weights.
(4) Height dimensions are to the roofline. Exhaust stack extends at least 1.8 m (7 ft) above the roofline.
(5) Clearance requirements may increase due to local code combinations.
Specifications are non-exhaustive and are subject to change without notice.



C200 Microturbine

High-pressure Natural Gas



World's largest air-bearing microturbine produces 200kW of clean, green, and reliable power.

- Ultra-low emissions
- One moving part – minimal maintenance and downtime
- Patented air bearings – no lubricating oil or coolant
- Integrated utility synchronization – no external switchgear
- Compact modular design allows for easy, low-cost installation
- Multiple units easily combined – act as single generating source
- Remote monitoring and diagnostic capabilities
- Proven technology with tens of millions of operating hours
- Various Factory Protection Plans available



C200 Microturbine

Electrical Performance⁽¹⁾

Electrical Power Output	200kW
Voltage	400/480 VAC
Electrical Service	3-Phase, 4 Wire Wye
Frequency	50/60 Hz
Electrical Efficiency LHV	33%

Fuel/Engine Characteristics⁽¹⁾

Natural Gas HHV	30.7–47.5 MJ/m ³ (825–1,275 BTU/scf)
Inlet Pressure	517–551 kPa gauge (75–80 psig)
Fuel Flow HHV	2,400 MJ/hr (2,280,000 BTU/hr)
Net Heat Rate LHV	10.9 MJ/kWh (10,300 BTU/kWh)

Exhaust Characteristics⁽¹⁾

NO _x Emissions @ 15% O ₂	< 9 ppmvd (18 mg/m ³)
Exhaust Mass Flow	1.3 kg/s (2.9 lbm/s)
Exhaust Gas Temperature	280°C (535°F)

Dimensions & Weight⁽²⁾

Width x Depth x Height ⁽³⁾	1.7 x 3.8 x 2.5 m (67 x 151 x 98 in)
Weight - Grid Connect Model	2,776 kg (6,120 lbs)
Weight - Dual Mode Model	3,413 kg (7,525 lbs)

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

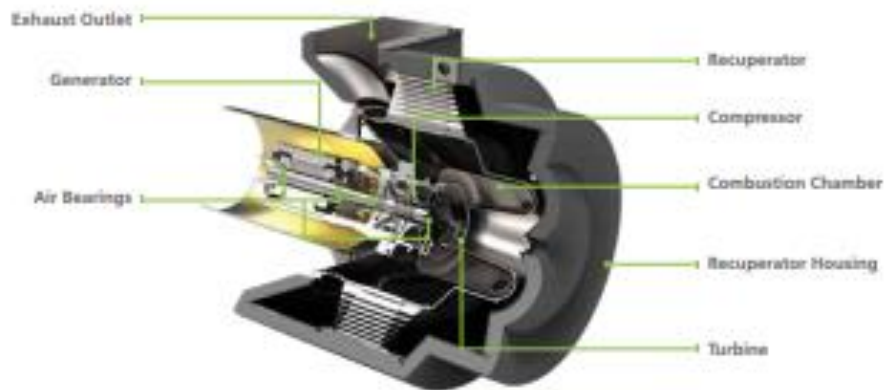
Minimum Clearance Requirements⁽¹⁾

Horizontal Clearance	
Left & Right	1.1 m (42 in)
Front - Grid Connect Model	1.1 m (42 in)
Front - Dual Mode Model	1.5 m (50 in)
Rear	1.8 m (70 in)

Certifications

- UL 2200 Listed
- CE Certified
- Certified to the following grid interconnection standards: UL 1741, VDE, BDEW and CEI-16
- Compliant to California Rule 21

C200 Engine Components



(1) Based on full power performance at 600 conditions: 10°C (20°F), 13.696 psia, 50% RH
(2) Approximate dimensions and weights
(3) Weight dimensions are for the unit only. Exhaust outlet extends at least 200 mm (8 in) above the unit.
(4) Clearance requirements may increase due to local code considerations.
Specifications are not guaranteed and are subject to change without notice.





General Specifications

Saturn® 20 Gas Turbine

- Industrial, Single-Shaft
- Axial Compressor
 - 8-Stage
 - Pressure Ratio: 6.7:1
 - Inlet Airflow: 5.8 kg/sec (12.8 lb/sec)
- Combustion Chamber
 - Annular-Type
 - 12 Fuel Injectors
 - Torch Ignitor System
- Turbine
 - 3-Stage, Reaction
 - Max. Speed: 22,300 rpm
- Bearings
 - Journal: Multi-Ramp Sleeve
 - Thrust: Fixed Tapered Land
- Coatings
 - Compressor: Inorganic Aluminum
 - Turbine and Nozzle Blades: Precious Metal Diffusion Aluminide
- Velocity Vibration Transducer

Main Reduction Drive

- Epicyclic Type
- 1500 or 1800 rpm

Generator

- Type: Salient Pole, 3 Phase, 6 Wire, Wye Connected, Synchronous, with Brushless Exciter
- Construction Options
 - Open Drip Proof
- Antifriction (Ball) Bearings

- Sleeve Bearings (Option)
- Voltage Regulation
 - Solid-State Regulation with Permanent Magnet Generator
- Insulation/Rise Options
 - NEMA Class F with F Rise
 - NEMA Class F with B Rise
- Voltages: 380 to 4160 Volts
- Frequency: 50 or 60 Hz

Package

- Base Frame with Drip Pans
- 316L Stainless Steel Piping 5/4" dia
- Compression-Type Tube Fittings
- Electrical System Options
 - NEC, Class I, Group D, Div. 2
 - CENELEC, Zone 2
- TurboTronic™ Microprocessor Control System
 - Freestanding Control Console
 - Color Video Display
 - Vibration Monitoring
- Control Options
 - 24-VDC Control Battery/Charger
 - Gas Turbine and Package Temperature Monitoring
 - Serial Link Supervisory Interface
 - Turbine Performance Map
 - Historical Displays
 - Printer/Logger
 - Predictive Emissions Monitoring
 - Field Programming
- Start Systems
 - Pneumatic
 - Direct-Drive AC
- Fuel Systems
 - Natural Gas
 - Liquid
 - Dual (Gas/Liquid)
 - Alternate Fuels
- Integrated Lube Oil System
 - Turbine-Driven Accessories
- Oil System Options
 - Oil Cooler
 - Oil Heater
 - Tank Vent Separator
 - Flame Trap
- Axial Compressor Cleaning Systems
 - On-Crank
 - On-Crank/On-Line
 - Cleaning Tank
- Air Inlet and Exhaust System Options
- Enclosure and Associated Options
- Factory Testing of Turbine and Package
- Documentation
 - Drawings
 - Quality Control Data Book
 - Inspection and Test Plan
 - Test Reports
 - Operation and Maintenance Manuals

Solar Turbines

A Caterpillar Company

SATURN 20

Gas Turbine Generator Set

Power Generation

Performance

Output Power	1210 MW _e
Heat Rate	14 795 kJ/MWh-hr (14,025 Btu/kWh-hr)
Exhaust Flow	23 540 kg/hr (51,890 lb/hr)
Exhaust Temp.	565°C (940°F)

Application Performance

Steam (Unfired)	4.0 tonnes/hr (8715 lb/hr)
Steam (Fired)	17.7 tonnes/hr (39,130 lb/hr)
Chilling (Absorp.)	3410 kW (970 refrigeration tons)

Nominal rating – per ISO

At 15°C (59°F), sea level

No inlet/exhaust losses

Relative humidity 60%

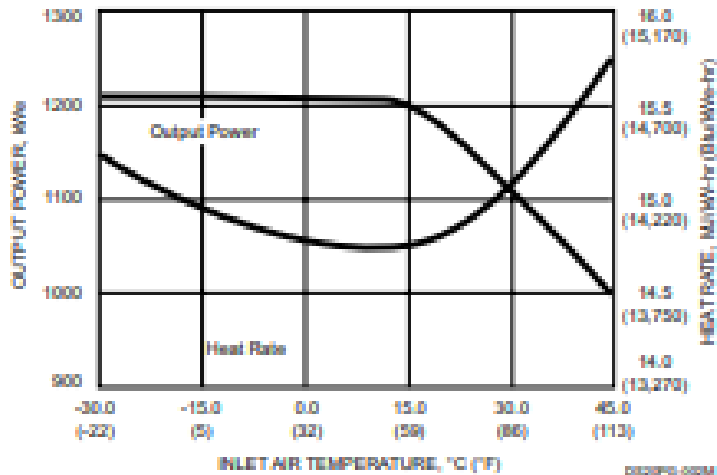
Natural gas fuel with
LHV = 35 MJ/Nm³ (940 Btu/scf)

No accessory losses

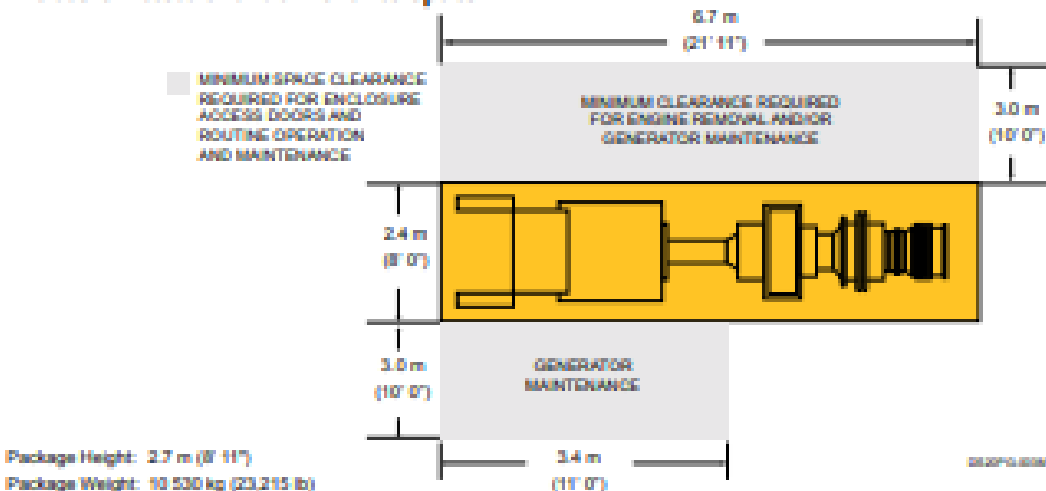
Engine efficiency: 24.3%

(measured at generator terminals)

Available Power



Enclosure Access and Maintenance Space



Solar Turbines Incorporated

P.O. Box 85376

San Diego, CA 92186-5376

Copyright © 2006 Caterpillar Inc.

Solar Turbines and Turbines are trademarks of Solar Turbines Incorporated.

Specifications subject to change without notice. Printed in U.S.A.

© 2006 Solar Turbines Incorporated. All rights reserved.

0002040-0000

FOR MORE INFORMATION

Telephone: (+1) 619-544-5352

Telefax: (+1) 619-544-6713

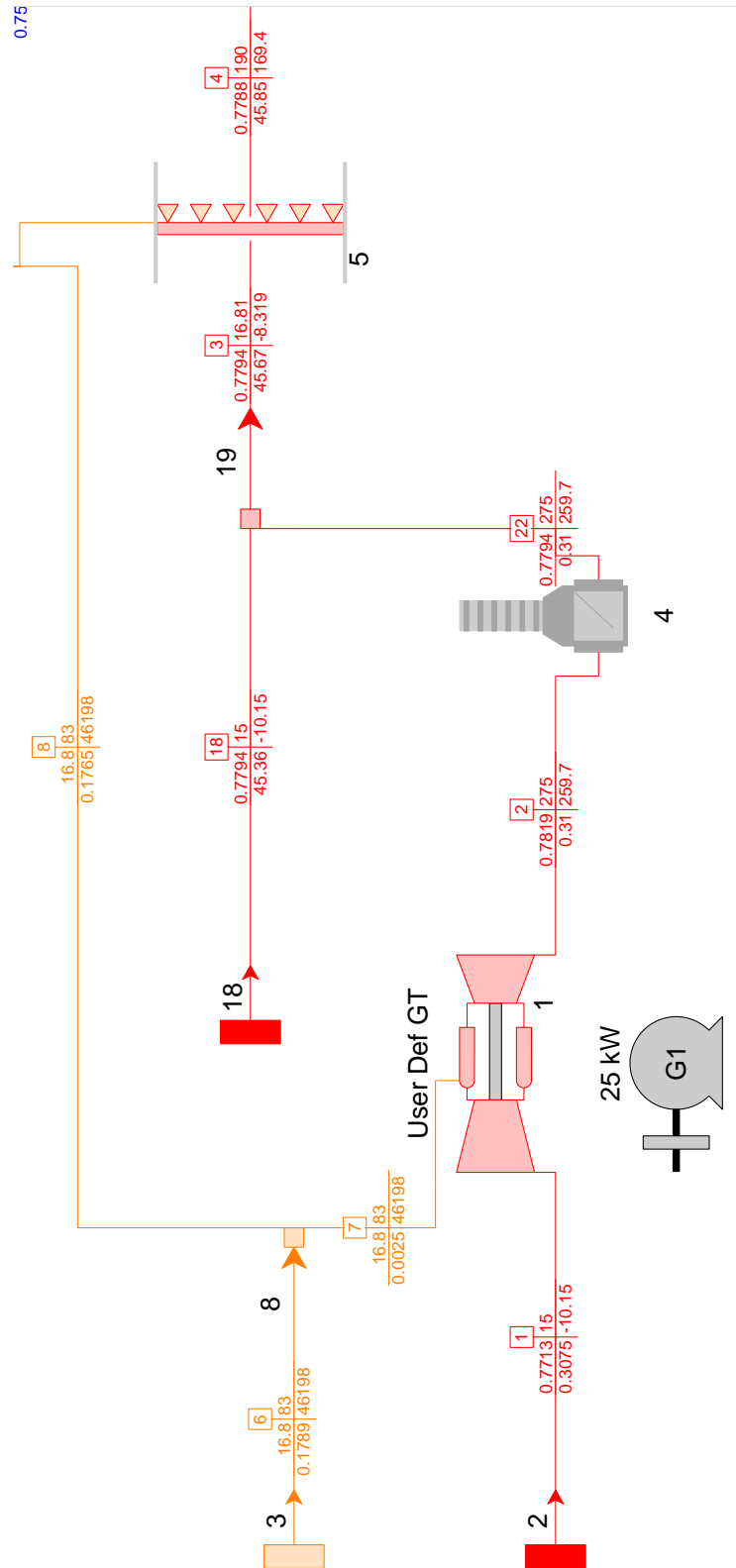
Email: powergen@solar-turbines.com

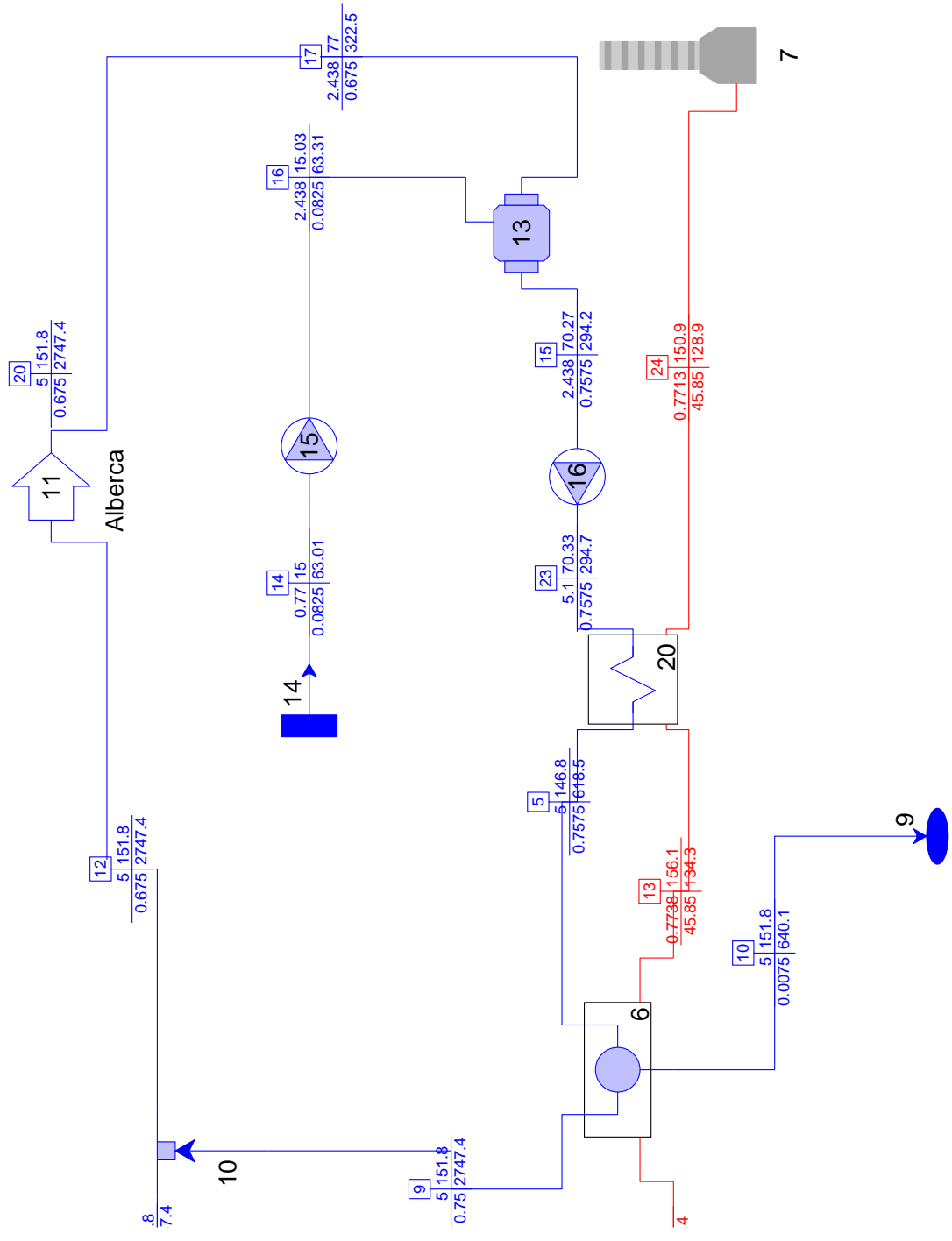
Internet: www.solar-turbines.com



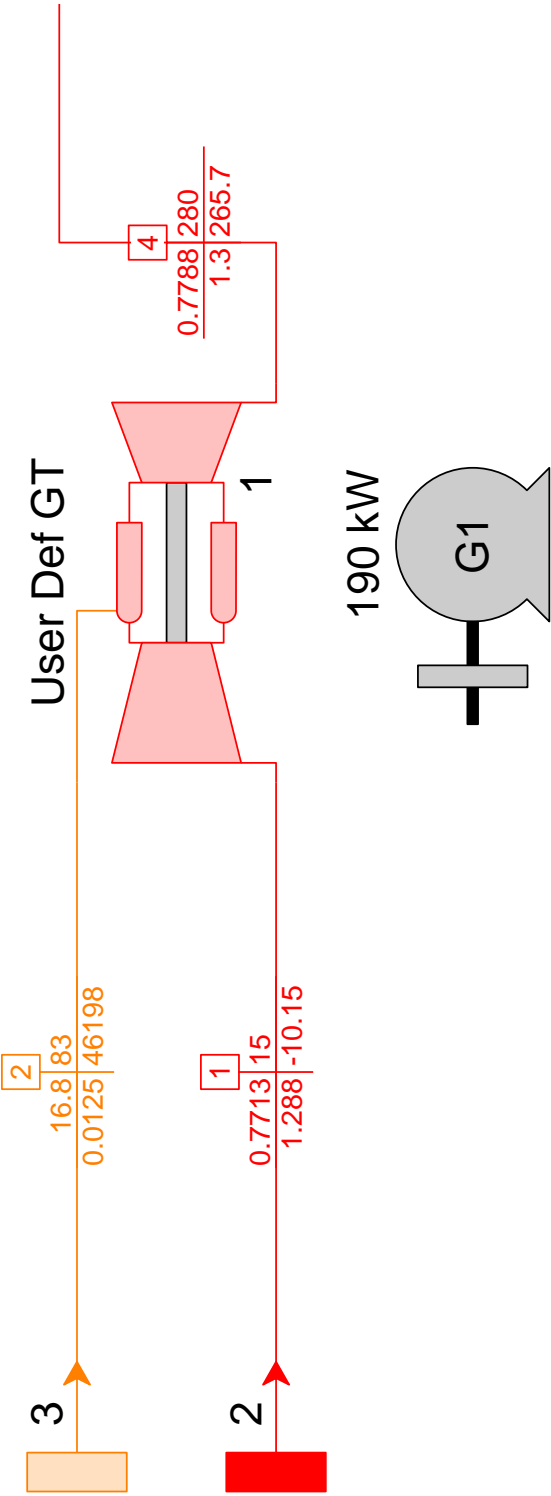
A.2. Diagramas THERMOFLEX

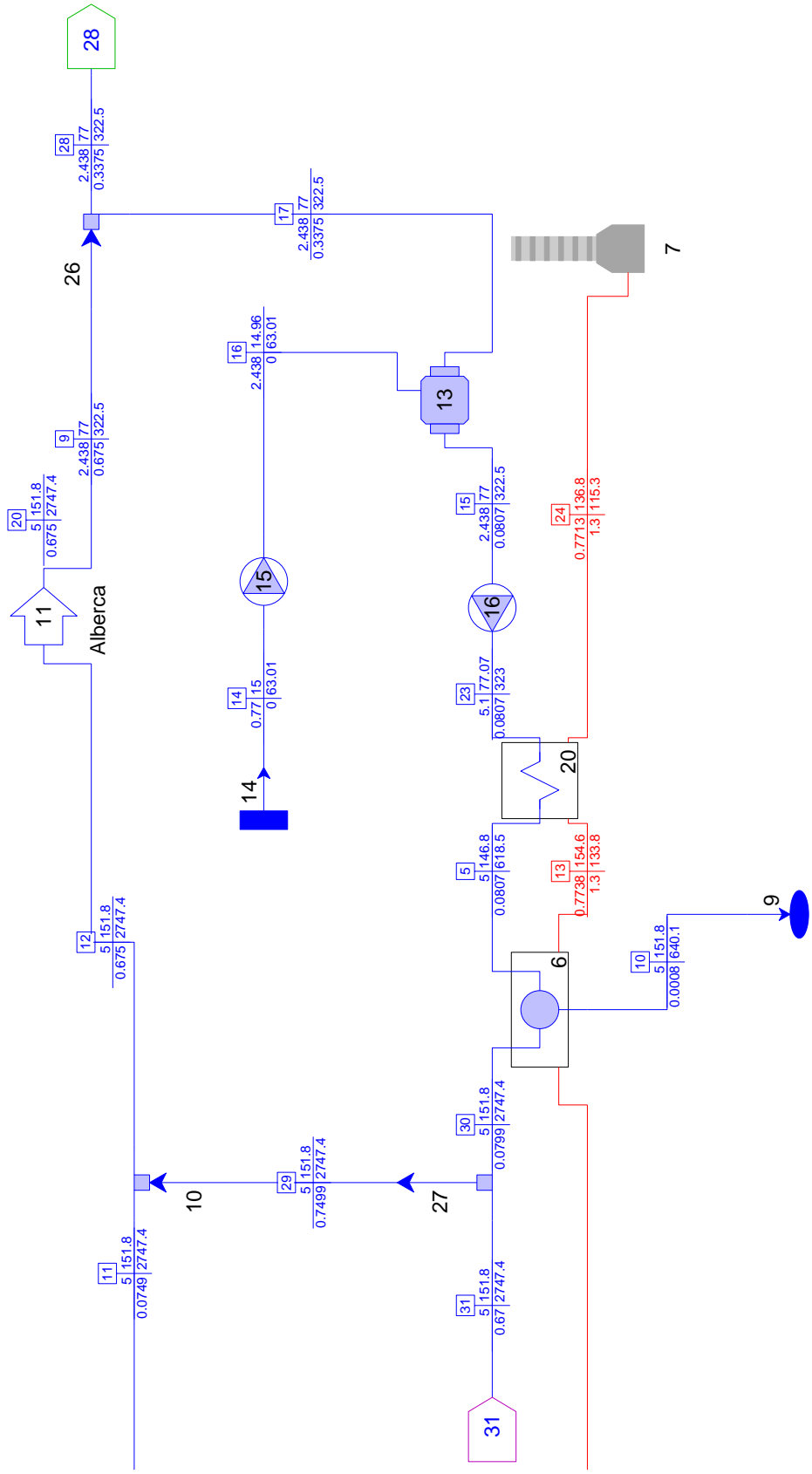
- Propuesta GIZ





- Propuesta 100% Eléctrica





- Propuesta 100% Térmica

