

PROYECTOS DE COGENERACIÓN: ESQUEMAS CONCEPTUALES

A. Fushimi⁽¹⁾, L. Zárate⁽²⁾, M. Hall⁽³⁾.

Tycsalp. Calle 2 N° 1072 2° B, La Plata, PBA, Tel/Fax: 0221 489 3285. E-mail: tycsalp@gmail.com
Tycsa, Depto. Ingeniería. M.Arbel 3700, 9 de Abril, Pdo E.Echeverría, PBA. Argentina. E-mail: lzarate@tycsa.com.ar
Instituto Nacional de Tecnología Agropecuaria (INTA).
Instituto de Investigación y Desarrollo Tecnológico para la pequeña Agricultura Familiar (Ipaf Región Pampeana).
Calle 403 s/n, Villa Elisa, La Plata. Tel 0221-4871079. mhall@correo.inta.gov.ar

Recibido: 13/08/12; Aceptado: 28/09/12

RESUMEN: La cogeneración es un proceso integrado de conversión de la energía térmica a vectores útiles, con eficiencias muy superiores a la de los procesos monopropósitos o no integrados tradicionales. En la formulación de estos proyectos, existen esquemas conceptuales típicos que podrán ser adecuados o no, a las condiciones de cada caso. En ambos casos se impone el tratamiento riguroso de una problemática específica, en el que la combinación de aplicación de conocimientos científicos y creatividad van indicando el camino en la búsqueda de mejores soluciones. En el presente trabajo, se dan algunas características generales y específicas de estos proyectos, de cuya calidad dependerán la rentabilidad de las inversiones (generalmente importantes), y los beneficios para la Sociedad en términos de eficiencia y sustentabilidad. De esta forma, los autores esperan haber contribuido a que los respectivos técnicos que intervengan en ellos, utilicen los conocimientos que hemos obtenido en trabajos anteriores realizados.

Palabras clave: Sistemas térmicos. Integración de ciclos. Ciclos combinados. Eficiencia energética. Cogeneración.

INTRODUCCIÓN

La cogeneración es un proceso térmico integrado y eficiente de conversión energética por el que se obtienen varios vectores energéticos útiles a partir de un recurso primario, generalmente un combustible fósil. La utilización de este recurso debería ser practicado con la máxima eficiencia y mínima afectación ambiental posible, acorde a los paradigmas actuales de sustentabilidad. Lamentablemente este concepto es ignorado en nuestro medio en el que se continúa la práctica de la conversión monopropósito con procesos no integrados, ocasionando un consumo de recursos fósiles muy en exceso a lo necesario. Esto es atribuible a las pérdidas exergéticas y entálpicas técnicamente minimizables por aplicación creativa de la termodinámica técnica a nivel de ingeniería actual. La escasa actividad en la aplicación de estas soluciones incide negativamente en las finanzas del País debido a la necesidad de importación de combustibles, de creciente gravitación a partir de la pérdida de autosuficiencia en gas y petróleo, y el notable crecimiento de la demanda. La eficiencia energética puede mitigar estos problemas, como fue demostrado por los Países Industrializados, que realizaron grandes esfuerzos en este sentido, a partir de las crisis petroleras mundiales de los años 1973 y 1978/9.

El gas natural combustible es un recurso energético técnicamente muy valioso, subvaluado en nuestro País respecto a los precios mundiales, que tiene una especial aptitud para ser transformado en vectores energéticos útiles para satisfacer las necesidades energéticas de los usuarios a través de los sistemas térmicos de conversión, generalmente en la forma de electricidad (para sus aplicaciones como vector de trabajo mecánico y aplicaciones eléctricas y electrónicas), o un fluido portador térmico (vapor, fluidos diatérmicos adecuados) para sus aplicaciones calóricas.

Los ciclos integrados, cogeneración, ciclos combinados, poligeneración, resultan de la composición creativa de los procesos de conversión básicos con el objetivo de remediar las bajas eficiencias entálpicas de los procesos de conversión de calor a trabajo mecánico, y las bajas eficiencias exergéticas de los procesos de conversión de calor de altas temperaturas a calor de menores parámetros, que lamentablemente aún persisten en nuestro medio, y cuya corrección debería ser encarada a la mayor brevedad posible.

¹ Capacitación TYCSA. Profesor jubilado, UNLP. Miembro titular de la Academia de la Ingeniería de la P.B.A.

² Ingeniero de proyecto, Dto. Ingeniería TYC SA.

³ Ing. Mecánico, Investigador, INTA, Ipaf Región Pampeana..

1.- Elementos que integran un ciclo de cogeneración.

Básicamente son los mismos de los de los procesos simples (no integrados) de conversión energética, a los que se agregan los necesarios para la integración, con algunos cambios cuando se requieran, y comprenden los siguientes:

Combustión y generación de vapor. Turbinas de vapor de contrapresión y condensación con o sin extracciones.

Plantas motrices térmicas, de combustión interna: Turbinas de gas y motores alternativos.

Calderas de recuperación (HRSG) de diseño adecuado en cada caso. Combustión suplementaria.

Otros. Subsistemas auxiliares.

Los esquemas conceptuales incluyen subsistemas como los indicados, y deben ser adecuados al caso específico que se estudia. Siendo la energía una magnitud conservatriz, la suma de las corrientes de energía ingresantes deberá ser igual a la suma de las corrientes salientes que el sistema transferirá a su exterior, del que una parte satisfará las condiciones de la demanda (energía útil), y el resto serán corrientes de pérdidas (energías inútiles o no aceptadas por la demanda) cuya magnitud debe ser minimizada en todo lo posible. Entre estas se incluyen las corrientes de gases de chimenea que exhaustan gases de combustión a temperaturas mayores a la de referencia (los alrededores en la mayoría de los casos), el calor de enfriamiento de los procesos de refrigeración incluidos en el sistema, el “calor entregado a la fuente fría” que el sistema que transfiere energía en la forma de trabajo mecánico debe transferir a su exterior acorde al Segundo Principio, y otras corrientes de energía en concepto de “otras pérdidas” a ser tenidas en cuenta en el estudio del sistema.

Las corrientes de pérdidas de un subsistema pueden ser procesadas en otros subsistemas del sistema por lo que pueden no ser pérdidas netas. Un ejemplo de ello es el ciclo combinado, en el que el subsistema “turbogruppo de gas”, que solo transfiere como trabajo mecánico alrededor del 40% de la energía que insume, y que entrega al generador eléctrico, dejando disponible una exergía remanente en los gases de escape a unos 600°C, que luego es transferido al subsistema “ciclo de bottoming”, [3] para ser procesado según las siguientes opciones:

a) Ciclo de cogeneración simple: Para generar vapor para transferirlo a un usuario que lo requiere como vector calórico.

b) Ciclo combinado “solo electricidad”: Destinarlo a un ciclo de bottoming de vapor a condensación, (de 1, 2, o 3 presiones)

c) Ciclo de cogeneración con ciclo combinado: Una combinación de los dos anteriores

Los tres ciclos son sistemas compuestos de subsistemas por lo que se los denomina “ciclos integrados”, pudiendo existir otros de la complejidad que resulte adecuada para el caso específico del que se trate. Esto implica, dado que cada caso en particular constituye un caso específico, que hay una enorme cantidad de configuraciones que pueden ser propuestas de las que deberán ser seleccionadas las mas promisorias como paso inicial en la búsqueda exhaustiva de otras soluciones, y en definitiva, la mejor de todas ellas.

Varios de estos temas han sido presentados anteriormente, en las Reuniones Anuales de Asades y en otros Eventos, por lo que en el presente trabajo no se los repetirá, sino que serán enumerados y mencionados en las Referencias del presente Trabajo.

2.- Consideraciones respecto al escalonamiento de temperaturas del fluido caliente en el sistema

En los sistemas a combustión a las que nos referiremos, existe un fluido caliente, generalmente gases de combustión, que pueden ser generados a temperaturas muy altas. Su entalpía sensible constituye la energía ingresante al sistema en el punto de inicio de las transferencias, por el que pretendemos transferir en cascada al usuario la energía que este demande en calidad y cantidad, ambas relacionadas con las demandas impuestas para el correspondiente caso. Surge de inmediato que una demanda en la forma de calor de bajas temperaturas, por ejemplo vapor saturado a 6 bar (temperatura de saturación de 158.9°C) no debiera ser la primera unidad que, a partir de gases de combustión a la máxima temperatura obtenga tal calor puesto que la transferencia térmica será con diferenciales térmicos sumamente elevados, y consecuentemente productora de enormes irreversibilidades incompatibles como parte de un proceso eficiente. Sería mucho mas racional destinar el calor de altas temperaturas del fluido caliente a su conversión en trabajo mecánico, por ejemplo en una turbina de gas, en las que el “firing temperature” en unidades modernas es del orden de 1600°C, con pronóstico de alcanzar los 1700°C en el año 2014 [11] Tal turbina, con relación de compresión de 23:1 es capaz de transferir mas del 40% de la energía que ingresa, como energía eléctrica en bornes del generador, obteniéndose gases de escape a 632°C para el caso de la unidad M501J de la MHI, en condiciones ISO. Esta temperatura es más que suficiente para la generación de vapor de muy elevada presión y temperatura. [3]. En el mismo trabajo se muestran 3 opciones de los ciclos de bottoming y sus correspondientes perfiles de temperaturas, de ciclos combinados de 1, 2 y 3 presiones, que pueden ser implementados a partir de los mencionados gases de escape de la TG después de haber transferido al usuario, 360 MW de potencia en bornes por unidad operativa. En los perfiles de temperaturas, puede observarse el apartamiento de las curvas de enfriamiento de los gases de combustión respecto a la curva de calentamiento del sistema agua – vapor, cuyos valores son indicativos de la generación de entropía (o destrucción de exergía) que ocurren en la transferencia de calor, siendo elevada para el esquema de una presión, y bastante menor en el de tres presiones con sobrecalentador y recalentador integrados [12].

Indudablemente existen irreversibilidades en los procesos de la turbina de gas, pero su tratamiento en la práctica se encuentra vedado al analista que solo puede seleccionar la unidad que mejor se adecue a las necesidades del sistema que analiza. En efecto, estas unidades se encuentran disponibles en el mercado en las condiciones definidas por el fabricante u OEM (Original Equipment Manufacturer) en diseños definidos por ellos a través de desarrollos tecnológicos sumamente costosos, y en los que seguramente utilizará el análisis exergético en cada uno de los procesos que ocurren en la máquina, y que junto con los ensayos y mediciones que realice, lo pondrá en condiciones de lograr y garantizar las performances del modelo, que el comprador de la máquina (usuario) exigirá.

Si a partir de los gases de escape a unos 600°C o más se pretende generar vapor para usos calóricos, entre los que las temperaturas raramente exceden significativamente los 200°C, la creación de entropía por transferencia de calor con elevados diferenciales conduce a degradaciones de la energía que incrementa la cantidad de energía que por su baja calidad no puede satisfacer demandas útiles y deba ser eliminada reduciendo la eficiencia del sistema.

Es pues de fundamental importancia definir y ordenar adecuadamente los paquetes de transferencia de calor en su recuperación en el generador de vapor con calor recuperado (HRSG, o Heat Recovery Steam Generator), de tal forma de minimizar en todo lo posible la generación de entropía en cada uno de los paquetes de transferencia térmica. En [3], [6], [7], y [10] se puede observar la forma en que se han ubicado los paquetes de transferencia en los HRSGs, con vistas al objetivo indicado. Esto es posible puesto que los HRSGs pueden ser fabricados bajo especificaciones del futuro usuario, lo cual es conveniente debido a la especificidad de los casos a resolver, en especial cuando se tratan de unidades de grandes tamaños. La observación de los perfiles de temperaturas del HRSG provee una ayuda sumamente útil al analista debido a que brinda en cada paquete de transferencia térmica los correspondientes diferenciales de temperaturas, lo que si son pequeños indican limitaciones en la transferencia de calor, que debe ser resuelto en cada caso sin pérdidas de cargas excesivas, y si por el contrario son grandes, indican irreversibilidades cuya reducción podría conducir a un aumento de la transferencia de energía en la forma de trabajo mecánico para lo que el analista buscará la forma de hacerlo, puesto que en la mayoría de los casos, la posibilidad existe. Lo que se debe determinar es si vale la pena su implementación o no. Esto puede percibirse con claridad en un sistema de cogeneración del tipo TG + HRSG, en el que la temperatura de gases de escape de la TG es muy elevada, (600°C o mayores) y el vapor a generar por el HRSG es, acorde a la demanda, saturado de baja presión, digamos de unos 10 bar (180°C). Indudablemente la creación de entropía se percibe en forma inmediata y sin necesidad de cálculo alguno como de gran magnitud con solo observar el perfil de temperaturas, y que cambiar el vapor a generar (10 bar, 180°C) por un vapor sobrecalentado de digamos 100 bar, 530°C es perfectamente posible reduciendo las irreversibilidades en forma sustancial en el HRSG. Este vapor, de mayores parámetros que el vapor saturado demandado por el usuario de energía en la forma de calor a 10 bar, 180°C, puede ser expandido en una turbina de vapor hasta una presión solo algo superior a los 10 bar, y entregado al usuario luego de un sobrecalentamiento para cumplir las especificaciones del usuario de calor (vapor saturado de 10 bar). La generación eléctrica marginal por la producción del nuevo subsistema “turbina de vapor”, podrá o no ser beneficiosa para el inversor según sean los valores económicos de los vectores que el sistema produce, pero desde el punto de vista de la eficiencia energética indudablemente habrá mejorado: se ha pasado de un sistema simple de cogeneración a un sistema de cogeneración con ciclo combinado, con una contribución mayor hacia la sustentabilidad. [10].

Un aspecto que no debe dejarse sin analizar, es la recuperación del calor de bajas temperaturas de los gases calientes para el precalentamiento del agua de caldera (BFW), que en sistemas convencionales (no de cogeneración) se hace al menos en parte usando vapor de BP en el desaireador, vapor que se obtiene del sistema alimentado por la caldera de vapor. El consumo de combustible aumenta, en especial si el retorno de condensado es incompleto forzando al sistema a aumentar el make-up de agua, generalmente a temperaturas próximas a la del ambiente. Este incremento del consumo de combustible puede ser evitado en los HRSGs, si existe disponibilidad de calor en los gases calientes instalando un precalentador a continuación del pinch point de menor temperatura, sin que esta recuperación entorpezca la recuperación de energía aguas arriba del mencionado punto, o sea sin interferir las producciones aguas arriba ya cumplidas por el fluido caliente. Esto forma parte de la estrategia de reciclar al sistema todo el calor posible, reduciendo las pérdidas de energía por chimenea, del sistema.

Otro aspecto poco intuitivo, es la incidencia de la combustión suplementaria en el “fuel efficiency” en un sistema del tipo TG + HRSG. En efecto, un primer análisis de un sistema de este tipo llevaría a la conclusión, dado que la combustión suplementaria, tratándose de una corriente de energía que no es procesada por la TG, no debiera ser conveniente desde el punto de vista de la eficiencia energética. Sin embargo, debe notarse que:

- a) La combustión suplementaria se realiza si necesidad de aire de combustión, por lo que no penaliza significativamente la eficiencia energética por este concepto (mayores pérdidas por chimenea por mayor caudal de gases de combustión).
- b) Que el aumento de temperatura de los gases por combustión suplementaria comienza desde valores ya elevados, a otros mayores aun, con un aumento de los parámetros del vapor y con ello su exergía, que es recuperable mediante una TV,
- c) En muchos casos, se observa que se produce una modificación del perfil de temperaturas que indica una reducción notable de la temperatura de chimenea, que conduce a un mejor “fuel efficiency”. Termodinámicamente puede ser atribuido a que el “upgrading” que ocurre en los gases de combustión cuyo caudal no aumenta significativamente, mejora su transferibilidad de vectores útiles, ya sea en la forma de trabajo o calor, circunstancia que puede ser aprovechada creativamente de la mejor manera posible. Si este vapor alimenta a una turbina de vapor, la cantidad de energía en la forma de trabajo que entregue aumentará, especialmente si la TV es de parámetros elevados. Si se trata de un sistema TG + HRSG, sin TVs, para iguales demandas de calor, la TG puede ser de menores caudales de gases de escape (o sea más chicas para el mismo calor demandado), pero con temperaturas más altas, pudiendo enfriarlo hasta temperaturas de chimenea menores. Debe observarse que se trata de *diferentes opciones de diseño* del sistema, y no un *cambio operativo de un mismo sistema* diseñado. Y recordar que a temperaturas muy elevadas, se va perdiendo la “quasi-linealidad” entre temperaturas y entalpías.
- d) Como contrapartida, se observa una reducción de los diferenciales de temperaturas en los paquetes de transferencia de las zonas de bajas temperaturas del HRSG, complicando su diseño, costos, (*incremento del Capex o Capital Expenditure*) y la posibilidad de una reducción de las performances de la TG por aumento de la contrapresión de escape.
- e) Puede ser utilizada como elemento de flexibilización, (aunque no sea de respuestas rápidas), para modular la capacidad de producción de vapor del sistema, generalmente requerida en la industria cuando esta opera con diferentes niveles de producción, o en sistemas de “District Heating (DH) o District Heating and Cooling (DHC)” [9] en áreas pobladas que en algún momento pudieran ser implementadas. (Cambios estacionales).

Es pues recomendable no descartar la combustión suplementaria sin el debido análisis y consideración.

3.- Los subsistemas de los sistemas de cogeneración.

3.1.- Turbogrupos de gas.

Como se explicó arriba, la TG es una unidad disponible en el mercado como una unidad técnica completa, en las condiciones en que es ofertada en lo funcional acorde a lo especificado por su fabricante u OEM para el modelo que se trata. Sus características y performances son garantizadas por su fabricante, y no pueden ser cambiadas en lo que es básico de la unidad, aunque admiten variaciones para cada caso específico, como ser el combustible a utilizar, si puede admitir varios combustibles (gaseosos y líquidos por ejemplo), filtros de aire a utilizar, si están equipados con enfriadores evaporativos o de otro tipo para el aire de aspiración, las características del cabinado si lo tiene, accesorios, herramientas, repuestos e instrumentos, forma y lugar de entrega, mantenimiento y servicios acordados, etc.

Existen de dos tipos: Las tradicionales tipo HD (Heavy Duty), generalmente grandes, (actualmente hay unidades de 375 MW), pesadas, de relación de compresión bajas, rendimientos eléctricos comparativamente bajos (menores al 40%), salvo los modelos mas recientes y unidades grandes en las que superan el 40%, y de temperaturas de escape que pueden ser muy elevadas, como las 6FA, 7FA, 9FA, AE64.3A, etc. que llegan a valores del orden de los 600°C. Compitiendo con ellas, se encuentran las TGs aeroderivadas, mas chicas (hasta unos 100 MW por unidad en condiciones ISO), de mayor relación de compresión y rendimiento, aunque generalmente con bajas temperaturas de gases de escape. Por ejemplo, la unidad aeroderivada LMS100, de unos 100 MW de potencia en bornes tiene una relación de compresión y rendimientos muy elevados (RC de 40, rendimiento del orden del 45%), y temperatura de escape bajas (unos 400°C). Sus costos específicos son mayores que los del tipo HD para potencias similares.

Las performances del turbogrupo se dan bajo condiciones normalizadas por ISO, [11] para condiciones ambientales de presión (a nivel del mar), temperatura (de 15°C), humedad (del 60% HR), especificándose también que el ensayo de homologación debe hacerse sin contrapresión de escape, y sin caída de presión en la admisión del aire. Las dos primeras inciden en las performances de la unidad en forma notable por lo que deben ser consideradas muy especialmente. La revista GTW (Gas Turbina World) publica anualmente las performances y datos económicos de las turbinas que existen en el mercado mundial de estas máquinas, actualmente de unos 270 tipos diferentes, con los que se confeccionaron las bases de datos de donde los mismos pueden ser extraídos fácilmente (en condiciones ISO) para integrarlos a los modelos de análisis de sistemas térmicos. Los mencionados datos deben ser corregidos para las condiciones ambientales en que la máquina operará, siendo las correcciones específicas a cada modelo de máquina. Puesto que esta información no está incluida en los datos del GTW, en la base de datos se ha incluido un juego de correlaciones de corrección de las performances en función de las condiciones ambientales de una de las máquinas, las que se han generalizado para todo el resto de las máquinas, lo que en rigor es inexacto. Sin embargo, dado que los comportamientos de estas máquinas son relativamente similares, se ha considerado que la utilización de esta metodología es preferible a ignorar estos efectos en estudios de prefactibilidad. En estudios más rigurosos, se debe obtener la información por consulta a su fabricante u OEM.

3.2.- El HRSG.

La concepción general y diseño del HRSG constituye en general la etapa mas importante y de mayor laboriosidad para que lo que el analista defina como meta a alcanzar pueda ser materializado en forma adecuada, simple, segura, y a costos razonables. Salvo que se trate de una configuración simple, con un esquema clásico que en general difícilmente sea el mejor en todos los casos, se debe establecer los lineamientos o listado de especificaciones confeccionados por el analista o el OEM según corresponda, para su diseño de detalles, y construcción. Este tema se encuentra tratado en las referencias [14]. Pueden tomarse como ejemplos de configuraciones las Referencias: [3], [4], [6], [7], [10]

3.3.- El turbogrupo de vapor.

Se trata de un equipo que permite convertir la energía térmica del vapor de agua en trabajo mecánico a través de su expansión (aumento de su energía cinética) y recolección de la energía mecánica en elementos rotativos (rueda de álabes) con paletas de diseño adecuado solidarias a un eje giratorio. La expansión del vapor puede hacerse en toberas estatóricas (turbinas de acción), o en toberas retóricas conformadas por las paredes de dos álabes consecutivos, su cierre en la base como elemento rotórico, y el cierre contra la parte superior estatórica (turbina de reacción). Se comprende que las toberas rotatorias de las turbinas de reacción no pueden ser estancas puesto que sus paredes están conformadas por tres componentes rotatorias y una estatórica; y la expansión que se produce en esta tobera implica que hay a lo largo de la misma, un bypass de vapor debido al diferencial de presión que existe. Una comparación entre las ventajas y desventajas llevaría a que las turbinas de reacción tienen menos rozamientos del vapor que las de acción, pero que el efecto de bypass de vapor es prácticamente inexistente en las turbinas de acción dado que idealmente no existe diferencial de presiones en los conductos rotóricos, sino solo cambios en la dirección y velocidad del vapor. Por ello, generalmente las turbinas reales en general tienen primeras etapas de acción (Curtiss) seguidas de etapas siguientes de reacción con grado de reacción crecientes, aunque esto en la práctica depende de la decisión de su fabricante basada en sus investigaciones y experiencias previas en la maximización del rendimiento exergético de sus unidades. El diseño de una turbina de vapor, especialmente para servicio de cogeneración, requiere ser definida y construida basada en las especificaciones del usuario, quien debe establecer su demanda térmica (presiones, temperaturas y caudales del vapor que demandará). Podrán haber necesidades de que el sistema suministre vapor de ciertos parámetros que pueden ser provistos por la boca de extracción adecuada para ello, con o sin desobrecalentamiento según sean las correspondientes especificaciones (turbina con extracción o contrapresión si es la última extracción), o de inducción si existieran excedentes de vapor apto para su inyección a la turbina (turbina de inducción). Un ejemplo de sistema de este tipo se presenta en la Referencia [16], a modo de

un ejercicio académico sin pretensiones de que sea llevado a la práctica. Pero se debe aclarar que existen turbinas de vapor con bocas de extracción e inducción para usos industriales que permiten turbinar excedentes eventuales de vapor del sistema hasta las condiciones de condensación, minimizando los desperdicios que generalmente ocurren derivados de las necesidades de regulación del calor demandado por el usuario.

Cuando se utiliza una turbina que no sea de condensación pura (extracciones o contrapresión) el rendimiento marginal de la producción de electricidad en los intervalos en que las corrientes de energía de las extracciones o contrapresión pueden ser destinadas a sus aplicaciones como energía útil, son muy elevados, idealmente del 100%, pero las cantidades obtenidas son reducidas. Para dar una idea al respecto, se presentan los cálculos para una turbina de vapor de contrapresión en la que:

- La presión de escape de la TV es de 6 bar.
- La presión del vapor de admisión es de entre 7 y 100 bar (abcisas).
- Se consideraron valores de temperatura de admisión, de 425, 460, y 500°C.
- El caudal de vapor es de 70 kg/s, o 252 Ton/h (máquina grande)

En la figura 1 se presentan los resultados de las potencias en bornes del turbogruppo, obtenidos por aplicación del módulo ExpansTV,[15] para una turbina del 65% de rendimiento isoentrópico, y 94% de rendimiento mecánico y eléctrico.

Como se observa, se alcanzan producciones eléctricas, para 100 bar de presión, y entre 425 y 500°C de temperatura de admisión, de entre 25 y 31 MW, aunque para un caudal de 252 Ton/h, lo que implica un consumo específico del orden de 10 kg de vapor por kW.h.

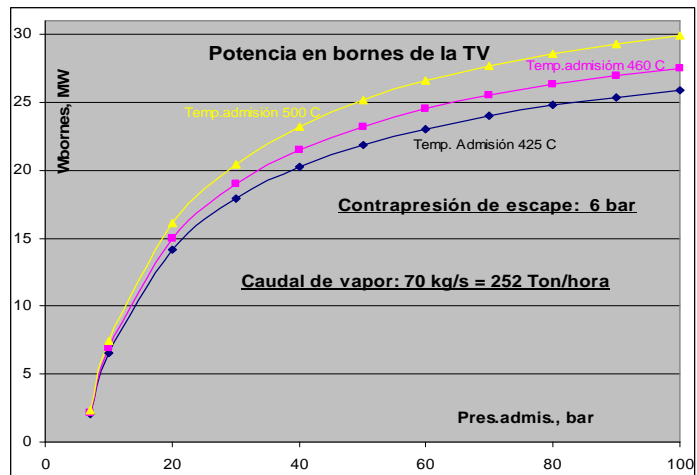


Figura 1: Diagrama de potencias en bornes de una TV

Siendo la entalpía del vapor de admisión de 3375 kJ/kg, y el caudal de 70 kg/s, la energía de la corriente de admisión resulta de 236 MW. La entalpía de la corriente de escape es de 2927 kJ/kg, y $2927 \times 70 = 205$ MW. La energía saliente como trabajo mecánico es de $236 - 205 = 31$ MW, que es $31 / 236 = 13\%$, y como calor, de $205 / 236 = 87\%$. Esta proporción indica claramente la reducida capacidad que tiene el vapor de 100 bar, 500°C para transferir energía en la forma de electricidad, (degradación producida por el generador de vapor) y la comparativamente mucho mayor cantidad de calor que puede entregar. No obstante, si este calor supliría una demanda y es usado en su totalidad, se trataría de energía útil, y el “fuel efficiency” sería elevado, 90% o mayor, pero con una baja relación W / Q [$31 / 205 = 0.15$]. Esta es una característica intrínseca de los sistemas de cogeneración con turbinas de vapor.

Alternativamente, la turbina puede tener extracciones controladas o no controladas si el caso específico que se estudia tiene demandas de vapor en varias presiones, o condensador si las cargas térmicas impuestas hacen necesarios los elementos de flexibilización operativa que los requieran. Estos casos pueden ser estudiados mediante la modelización sin mayores problemas. El modelado de las turbinas con extracciones no controladas se hace dividiendo la máquina en partes (turbina equivalente); para una turbina con una extracción sería la composición en paralelo de la componente que expande el vapor desde admisión hasta la extracción, y la que lo hace desde admisión hasta condensación. También es posible la composición en serie (una a continuación de la otra), aunque en este caso se debe considerar que el módulo “expansTV” [15] solo puede ser aplicado cuando el vapor de admisión es sobrecalentado, o saturado seco comomínimo.

En Argentina, es común ver que la industria utiliza importantes cantidades de vapor como vector calórico de bajas temperaturas, que es generado en calderas convencionales, como consecuencia de “hacer mas de lo mismo”, del bajo costo de la energía subsidiada por el Estado Nacional, y de la indolencia de los consultores de la Ingeniería que aceptan la continuidad de acciones contrarias a lo que postula el concepto de sustentabilidad. En el mejor de los casos, algunos consultores sugieren la cogeneración basada en turbinas de vapor, largamente superada por la máquina de combustión interna, entre ellas la turbina de gas, que permite que el sistema comience la transferencia de energía en la forma de trabajo mecánico a partir de temperaturas sustancialmente mas elevadas que lo que es posible con turbinas de vapor.

4.- Los conceptos de Rendimiento Térmico, Rendimiento Exergético, y Fuel Efficiency en sistemas de cogeneración.

En todos los casos que nos interesa analizar, referimos estos indicadores cualitativos a conceptos y unidades de energía, y nos encontramos con que:

El rendimiento térmico de un sistema es un número, que resulta de dividir la cantidad de energía útil que el sistema transfiere, y la cantidad de energía que el sistema insumió para ello. Es válido para comparar los méritos entre sistemas que transfieren energías de la misma categoría solamente, pero no cuando estas son diferentes. Ello se evidencia en que los rendimientos de calderas son elevados, generalmente del orden del 80 a más del 90%, mientras que las máquinas térmicas simples que transfieren energía en la forma de trabajo mecánico difícilmente alcancen valores mayores del 50%, aún con grandes sofisticaciones.

La Termodinámica lo explica a través del Segundo Principio de la Termodinámica, definiendo el término “Exergía”, como “la máxima cantidad de energía en la forma de trabajo mecánico que un sistema puede entregar a otro con el que interactúa (alrededores) hasta llegar al equilibrio entre ambos...” [13]. Entonces, si a partir del estado inicial de una transformación en la que se intenta que el sistema transfiera interactuando con los alrededores, la máxima cantidad de energía en la forma de trabajo, o sea la exergía, será la diferencia de entalpías entre los estados inicial y final para una transformación reversible, o sea ideal o a entropía constante. Su determinación numérica es fácil de realizar si se tienen las correlaciones de las propiedades del fluido involucrado. Para el caso de vapor de agua por ejemplo, se ha confeccionado el Módulo “ExpansTV” que es utilizado como módulo para la confección de los modelos de sistemas térmicos que incluyen turbogrupos de vapor. [15]

La cantidad de energía en la forma de trabajo que el sistema realmente transfiriere es menor que la exergía, la relación entre ellas es el “rendimiento exergético”, que en turbinas coincide con el “rendimiento isoentrópico”, cuyo valor depende de la calidad de la máquina. Su valor numérico se obtiene de los ensayos de homologación; lógicamente es provisto por el constructor de la máquina, y es función de las irreversibilidades que la misma ocasiona en términos de pérdidas por fricción del fluido con los elementos de máquina, choques del fluido con las paredes en contacto, derivaciones del flujo por falta de estanqueidad de los conductos de vapor, fricción de mecanismos, etc.

El “rendimiento de combustible”, o “Fuel Efficiency” es el menos riguroso entre los indicadores cualitativos, y es la relación entre la sumatoria de las energías útiles que el sistema transfiera, y la sumatoria de las energías que ingresan al mismo, sin discriminación de las calidades de las formas de energía consideradas. Si denominamos

Q = sumatoria de las cantidades de calor útil sin considerar sus calidades,

W = sumatoria de las cantidades de electricidad transferidas por el sistema, (pueden ser netas, o en bornes), y

F = cantidad de energía en la forma de combustibles que el sistema insume, el Fuel Efficiency es:

$$\text{fuel .efficiency} = \frac{W + Q}{F}$$

en unidades homogéneas de energía, aunque sin consideraciones cualitativas, como se indicó.

La escasa rigurosidad de este indicador reside, por un lado en que en su numerador suma energías (W, y Q) de diferentes calidades por lo que es impropio sumarlas, y por el otro porque hay infinitos pares de valores de W y Q que pueden conducir a un mismo resultado por lo que este resulta indeterminado (de primer orden).

Estas inconsistencias pueden ser toleradas o levantadas en consideración a:

a) Se considera solo el aspecto cuantitativo de la expresión que define al fuel efficiency. El mismo apunta a determinar que porcentaje de la energía que ingresa al sistema (combustible) es devuelto por ella como total de energías útiles sin discriminar sus calidades.

b) Si al fuel efficiency se lo complementa con la relación W/Q, el conjunto de los dos valores da una indicación determinada de la calidad del sistema desde el punto de vista de la eficiencia energética. Que lógicamente será tanto mayor cuanto mayor sean el fuel efficiency y la relación W/Q. Actualmente, los valores correspondientes a sistemas eficientes, están en el entorno del 90% fuel efficiency, con una relación W/Q del orden de 1

5. Resultados obtenibles con los diferentes esquemas conceptuales de sistemas de cogeneración

Cantidades de energía producida			Eficiencia convencional		Consumos convencionales			Consumo cogeneración		Factor	Ahorro de combustible	
Trabajo	Calor	Total	Trabajo	Calor	Trabajo	Calor	Total	Fuel efficien.	Cantidad	Sk	Absoluto	%
MW	MW	MW	%	%	MW	MW	MW	%	MW	W / Q	MW	%
Caso: Reemplazo del Let Down Station por una turbina de contrapresión												
6,89	209,09	215,98	40%	90%	17,23	232,32	249,55	91,0%	237,4	0,03	12,10	4,8%
6,89	209,09	215,98	50%	90%	13,78	232,32	246,10	91,0%	237,4	0,03	8,66	3,5%
6,89	209,09	215,98	55%	90%	12,53	232,32	244,85	91,0%	237,4	0,03	7,40	3,0%
Caso: Cogeneración con TV, vapor de 42 bar, 430°C												
26,34	210,76	237,10	40%	90%	65,85	234,18	300,03	91,2%	258,2	0,12	41,83	13,9%
26,34	210,76	237,10	50%	90%	52,68	234,18	286,86	91,2%	260,0	0,12	26,88	9,4%
26,34	210,76	237,10	55%	90%	47,89	234,18	282,07	91,2%	260,0	0,12	22,09	7,8%
Caso: Cogeneración con TG + HRSG, vapor para usos calóricos												
122,47	211,17	333,64	40%	90%	306,18	234,63	540,81	86,1%	387,4	0,58	153,40	28,4%
122,47	211,17	333,64	50%	90%	244,94	234,63	479,57	86,1%	387,4	0,58	92,16	19,2%
122,47	211,17	333,64	55%	90%	222,67	234,63	457,31	86,1%	387,4	0,58	69,89	15,3%
Caso: TG + Sin Fuego Suplementario + TV condensación con extracción, 190 Ton/h												
201,38	147,04	348,42	40%	90%	503,45	163,38	666,83	74,5%	467,7	1,37	199,15	29,9%
201,38	147,04	348,42	50%	90%	402,76	163,38	566,14	74,5%	467,7	1,37	98,46	17,4%
201,38	147,04	348,42	55%	90%	366,15	163,38	529,52	74,5%	467,7	1,37	61,85	11,7%
Caso: TG + HRSG + Fuego suplementario + TV condensación con extracción, 300 Ton/h												
199,33	232,17	431,5	40%	90%	498,33	257,97	756,29	86,7%	497,7	0,86	258,60	34,2%
199,33	232,17	431,5	50%	90%	398,66	257,97	656,63	86,7%	497,7	0,86	158,93	24,2%
199,33	232,17	431,5	55%	90%	362,42	257,97	620,38	86,7%	497,7	0,86	122,69	19,8%

En la Tabla que se muestra arriba, se dan los valores obtenidos del estudio de diferentes esquemas conceptuales que corresponden a:

Caso 1: Sistema de vapor: Reemplazo del Let Down Station por turbina de contrapresión

- Caso 2: Cogeneración con TV, vapor de MP (600 psi, 42 bar, 430°C)
- Caso 3: Esquema TG + HRSG: vapor generado para usos calóricos.
- Caso 4: Esquema Cogeneración con ciclo combinado sin fuego suplementario y TV de condensación con extracción.
- Caso 5: Idem al esquema 4 pero con unidades mayores y fuego suplementario.

Las columnas de la Tabla corresponden a:

- Columnas 1, 2 y 3: "Producciones" del sistema, en MW: de electricidad, calor, y total. (W + Q).
- Columnas 4 y 5: Rendimientos de los procesos convencionales cuya producción son las dadas. Estos rendimientos son las bases de comparación de cada uno de los esquemas conceptuales estudiados.
- Columnas 6, 7, y 8: Consumos de recursos (combustible) de cada uno, y total, para los sistemas convencionales
- Columnas 9 y 10: Rendimiento "Fuel Efficiency" de cada caso de cogeneración en estudio y su consumo, en MW.
- Columnas 11: Factor Sk, o relación W / Q de cada caso
- Columna 12 y 13: Ahorro de recursos (combustible) total en MW, y en porcentaje referido al consumo convencional.

Los valores obtenidos dan una idea de lo que se puede hacer y los resultados que se obtienen. En la lámina siguiente, se da una traducción abreviada de un informe publicado en la revista COSPP (Cogeneration an On Site Power Production), en la que informan valores mejores a los indicados en base a nuestros estudios. La diferencia la atribuimos a que en el caso de Siemens Plovdiv, la demanda calórica es de un DH (district heating), cuya temperatura es considerablemente menor que la demanda calórica industrial que hemos considerado en nuestros estudios.

Un caso informado en la bibliografía
COSPP Cogeneration and On Site Power Production.
e-update from COSPP magazine May 2010

- ★ 13 May 2010 - Siemens Energy has received an order from Bulgaria for erection of a combined cycle cogeneration district heating power plant (CC, CHP, DH)
- ★ The power plant, to be built in the city of Plovdiv, is scheduled to start supplying approximately 50 MW of electricity and as much as 55 MW of district heat in late 2011.
- ★ Siemens will supply an SGT-700 gas turbine, an SST-300 steam turbine, a heat recovery steam generator with supplementary firing, and other auxiliary systems. With the plant operating in combined cycle duty the turbines will cogenerate both power and district heat. The order also includes a long term service agreement.
- ★ In the future our power plant will supply power and heat to Plovdiv. At the same time the up to 90% efficiency attained by the cogeneration plant will also make a significant contribution toward operating economy and environmental protection.

50 MW eléctricos, 55 MW térmicos, 90% Fuel Efficiency

PennWell Corporation 1421 South Sheridan Road Tulsa, OK 74112 USA

6. Conclusiones y recomendaciones:

Los ciclos integrados, cogeneración, ciclos combinados, otros son incuestionablemente mas eficientes, y producen un ahorro de combustible muy importante que se impone para el futuro en todo el mundo.

En nuestro País, este concepto es ignorado, y al amparo de fuertes subsidios ha podido ignorar el cambio de paradigmas que ha ocurrido en una realidad cada vez mas acuciante. Observamos con preocupación las falencias actuales en la educación de nuestros jóvenes estudiantes de Ingeniería en estos temas, que contribuye a que se continúe haciendo mas de lo mismo, ignorando los avances logrados, a favor de la brecha existente que va penalizando nuestra competitividad a nivel internacional.

Hemos comprobado que los temas como los que exponemos aquí son fácilmente comprendidos por nuestros Estudiantes, ratificando que se trata de un tema sencillo, fácilmente comprensible, y en especial de la necesidad de su aplicación.

REFERENCIAS:

- [1] Fushimi, A. Zárate, L. Díaz de Quintana, G. Moreda, M. Fernández, J.P. y Hall, M. "Ventajas de la integración en la eficiencia energética de los sistemas de generación termoeléctricos. Reunión Anual de Asades, en San Luís, en Noviembre de 2007. Revista Averma, Año 2006. ISSN 0329 – 5184.
- [2] Fushimi, A. Sosa, M.I. Pitrelli, G. Vido, L. Vasquez, V. y Zárate, L. "Application of Cogeneration to the Heating of Natural Gas in Pipeline" Symposium on Thermodynamics and the Design, Analysis and Improvement of Energy Systems. ASME Advanced Energy Systems, New Orleans, USA. Año 2002. Proceedings. ISBN 0-7918-1693-1, trabajo IMECE 2002-33305.
- [3] Fushimi, A. Zárate, L. "Consideraciones básicas y performances de ciclos combinados" Presentado en Asades 2011 en Río Hondo, Pcia de Santiago del Estero 4 al 7 de Octubre de 2011. Revista Averma, Año 2011. ISSN 0329 – 5184

- [4] Fushimi, A. (UNLP) y Luz Silveira, J. (UNESP) “Cogeneración con turbina de gas, aplicación al Calentamiento indirecto de aire para secado de malta” Congreso Latinoamericano de Generación y Transporte de Energía Eléctrica (CLAGTEE 2000), Viña del Mar, Chile, 7 al 10 de Noviembre de 2000.
- [5] Fushimi A. Zárate, L. Moreda, M. Hall, M. y Gómez, M. “Análisis de alternativas de sistemas de cogeneración con turbogrupos de gas y calderas de recuperación. Reunión Anual de Asades, en Mendoza, en Noviembre de 2008 Revista Averma, Año 2008. ISSN 0329 – 5184.
- [6] Fushimi, A. y Sosa, M.I. “Perspectivas de la repotenciación de un ciclo de vapor con recalentamiento” Revista “Ciencia e Ingeniería” de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de Los Andes (ULA), Mérida, Venezuela, ISSN 1316-7081 Vol 23, N° 3, Noviembre 2002, pp 13 - 19
- [7] Fushimi, A, Afranchi, A., Hall, M., y Luzi, C. ”Repotenciación por topping de ciclos a vapor. Congreso Latinoamericano de Generación y Transporte de Energía Eléctrica. (CLAGTEE), Ubatuba, Estado de Sao Paulo, Brasil, Octubre de 2009. Publicado en las Memorias del Congreso.
- [8] Fushimi, A. Zárate, L. Diaz de Quintana, G. Moreda, M. Fernandez, J.P. y Hal, M.I. “Análisis de la mejora de la eficiencia energética de los ciclos de vapor por utilización del calor de baja exergía”. Reunión Anual de Asades, en San Luis, en Noviembre de 2007. Revista Averma, Año 2006. ISSN 0329 – 5184.
- [9] Fushimi, A. Zárate, L. Moreda, M. Hall, M. y Gómez, M. “La aplicación del District Heating en el uso racional de la energía”. Reunión Anual de Asades, en Mendoza, en Noviembre de 2008. Revista Averma, Año 2008. ISSN 0329 – 5184.
- [10] Fushimi, A. y Zárate, L. “Posibilidades de aplicación de la cogeneración (CHP) en la República Argentina. Estudio de casos notables” Congreso Mundial de la Ingeniería (World Engineering Congress, WEC 2010) Ciudad Autónoma de Buenos Aires, 17 al 20 de Octubre de 2010
- [11].- Gas Turbine World. 2012 “Simple Cycle OEM Design Ratings. Performance Specs”. 28th Edition, January – February 2012. Volume 42, Nr 1. Pequet Publishing Inc. ISSN 0746-4134.
- [12] Sosa, M.I., y Fushimi, A. -“Análisis de la integración del recalentador y sobrecalentador en el HRSG de un ciclo combinado”. ENCIT 2002, 9º Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciências Térmicas, Caxambú, Brasil, Octubre de 2002. Publicado en Actas del Congreso v-cit-02, -0229 pp. 1-8 (2002)
- [13]. Bejan, A. Tsatsaronis, G. and Moran, M. “Thermal Design and Optimization” John Wiley & Sons, Chapter 3, punto 3.1.2 pp 114, ISBN 0-471-58467-3, 1996.
- [14] Fushimi, A, Zárate, L. y Hall, M. “Eficiencia energética en la Industria: Ventajas a partir del HRSG”. Presentado en Asades 2012, Rosario.
- [15] Fushimi et al: Módulos para la confección de modelos computacionales de sistemas térmicos. Area Térmica, Facultad de Ingeniería de la UNLP. Actualización permanente
- [16] Vido, L. Zarate, L. Pitrelli, G. Fushimi, A. y Sosa, M.I. “Sustitución de estaciones reductoras desobrecalentadoras por turbinas de extracción inducción” VII Congreso Anual SOMIM 2002 Sociedad Mexicana de Ingeniería Mecánica, 2002, Monterrey, Méjico. Trabajo. A45TF15. Sección: Termo fluidos, Pp. 396-405
- [17] Fushimi et al: Módulos para la confección de modelos computacionales de sistemas térmicos. Area Térmica, Facultad de Ingeniería de la UNLP. Actualización permanente.

ABSTRACT:

Cogeneration is a integrated thermal energy conversion process to useful vectors, with superior efficiencies compared to traditional not integrated processes. In the formulation of these projects, there are typical conceptual outlines that may be suitable or not, to the conditions of each case. Both cases impose rigorous treatment of each specific problem, in which the combination of applying scientific knowledge and creativity are showing the way in the search for better solutions. In this work, there are some general and specific features of these projects, whose quality will depend on the profitability of the investments (usually very attractive), and the benefits for society in terms of efficiency and sustainability. In this way, the authors hope to have contributed to that respective technicians involved in them, use the experience we have obtained in previous work carried out.