

## **ANÁLISIS DE LA MEJORA DE LA EFICIENCIA ENERGÉTICA DE LOS CICLOS DE VAPOR POR UTILIZACIÓN DEL CALOR DE BAJA EXERGÍA**

**A. Fushimi** <sup>(1)(3)</sup>, **L. Zárate** <sup>(2)</sup>, **G. Diaz de Quintana** <sup>(3)</sup>, **M. Moreda** <sup>(3)</sup>, **J. P. Fernandez** <sup>(2)</sup>, **M. Hall** <sup>(3)</sup>  
Tyccsalp. Calle 45 N° 531 T III 5° D, La Plata, PBA, Tel/Fax: 0221 489 3285. E-mail: tyccsalp@gmail.com  
Tyccsa, Depto. Ingeniería. M.Arbel 3700, 9 de Abril, Pdo E.Echeverría, PBA.Argentina.

**RESUMEN:** Los ciclos convencionales de vapor a condensación son ineficientes, lo que termodinámicamente se explica por los reducidos valores de exergía del vapor que alimenta a la turbina, respecto a la entalpía demandada por el generador de vapor. Existe pues una pérdida irreversible para la producción de trabajo. Pero las aplicaciones calóricas que se encuentran en la práctica requieren energías de baja calidad cuya producción demanda cantidades importantes de recursos. Las mismas podrían ser ahorradas significativamente si se utilizaran los calores residuales de las máquinas térmicas. En una turbina de vapor es posible extraer una corriente de alguna de las bocas de extracción, el vector de la calidad necesaria para su aplicación calórica. Pero se entiende que toda extracción de vapor de la máquina, restará potencia eléctrica a la turbina por lo que su conveniencia debe ser estudiada. Estos estudios se realizaron mediante la confección de modelos computacionales que fueron corridos para parámetros usuales en la práctica, con el objetivo de determinar si lo sugerido es conveniente. Se presentan las conclusiones y recomendaciones.

Palabras clave: Ciclos de vapor, Rankine, Cogeneración, Conservación de recursos, Eficiencia energética.

### **INTRODUCCIÓN**

La industria de la generación eléctrica comienza su desarrollo en 1882, con la fundación por parte de Thomas Alva Edison de la central 257 Pearl Street en Wall Street, NY., consistentes en máquinas alternativas a vapor generado por 6 calderas a carbón, con una potencia total de unos 33 kW.(S. Dunn, 2000). A principios del Siglo XX, se promueve la generación eléctrica reconociendo su carácter de monopolio natural, y a través del desarrollo de la corriente alternada y la turbina de vapor, y la posibilidad de utilizar combustibles baratos por ausencia de preocupación por las cuestiones ambientales, los tamaños de las centrales crecieron llegando a unidades de más de 1000 MW, parámetros tales como presiones de 310 bar, temperaturas de 620/566/358°C doble recalentamiento y 9 etapas de precalentamiento regenerativo a eficiencias del orden de 45%. (Retzlaff y Ruegger, 1996; Reinker y Masson,1996). Los ciclos de generación termoeléctrica a vapor, derivados del ciclo de Rankine con diferentes variantes en su aplicación, Hirn, Ferranti, Cotteril, y otros, han dominado el panorama de los sistemas de generación termoeléctrica no integrada en la mayor parte del Siglo XX.

La baja eficiencia energética de estos sistemas no ocasionaba mayores preocupaciones en el pasado en cuanto a la sustentabilidad de su producción en términos de recursos y del medio ambiente, problemas que irán agravándose cada vez más en la medida en que nos aproximemos al límite de lo tolerable sin encontrar soluciones satisfactorias. Actualmente, la necesidad de seguridad de suministro de las formas utilizables de la energía, y el cuidado del medio ambiente constituyen los grandes desafíos a los que cada Sociedad deberá solucionar en función de sus características específicas. Sin embargo, existen conceptos generales de aplicación universal, como ser la eficiencia energética, cuya vigencia es de fundamental importancia, no solo para sobrellevar la transición, sino también después de que esta se haya llevado a cabo.

El notable desarrollo de la tecnología de las turbinas de gas, permitió la penetración de estas máquinas en ciertos nichos del mercado de generación, y la integración de los procesos de las mismas con el ciclo de vapor (ciclos combinados) o la utilización calórica de la energía térmica (ciclos modernos de cogeneración), con lo que se obtienen saltos cualitativos favorables de gran magnitud, tanto en eficiencia energética, costos específicos, e impacto ambiental que permiten la continuidad de la generación centralizada en grandes unidades mediante los ciclos combinados, con utilización de gas natural u otros combustibles derivados de recursos alternos.

Pero aún en estos ciclos eficientes, que alcanzan cifras de rendimiento del orden del 60%, existen soluciones que permiten un aprovechamiento mayor de la energía contenida en el combustible si existiera una demanda de calor que pudiera ser satisfecha mediante el vapor extraído del ciclo de generación termoeléctrica, convenientemente modificado para ello. Aceptado que ello es tecnológicamente posible, resulta necesario investigar la atractividad de la operación de un emprendimiento en términos de factibilidad económica, y la implicancia del mismo en aspectos globales como ser la conservación de recursos y del medio ambiente.

---

<sup>1</sup> Profesor de la Maestría en Gestión de la Energía (UNLA-CNEA)

<sup>2</sup> Profesionales Dto. Ingeniería Tyccsa

<sup>3</sup> Profesionales Tyccsalp

## FUNDAMENTACIÓN TERMODINÁMICA.

El agua, fluido intermediario de un ciclo de vapor, recibe por transferencia térmica a través de las superficies de la caldera, la mayor parte de la entalpía de los gases de combustión generados en la misma. La transferencia entálpica en una caldera de generación alcanza valores usualmente mayores al 90%. No sucede lo mismo con la transferencia de exergía, cuya proporción con relación a la entalpía suministrada por el recurso que se utiliza, depende del estado del vapor que se genere. En la Tabla 1 se dan los valores calculados de entalpía aportada al agua a 40°C para obtener vapor del estado definido por su presión y temperatura, y la correspondiente exergía (máxima cantidad de energía que el sistema puede transferir en la forma de trabajo mecánico) para una temperatura de referencia de 40°C. En la última columna se da la relación exergía / entalpía, que se interpreta como “calidad” de la energía en términos energéticos referida a la entalpía que es necesario aportar. Como se ve, los valores porcentuales son bajos, lo que indica que la eficiencia de la transformación a trabajo no puede ser elevada.

Presión	Temp, C	Entalpía	Entropía	Exergía	Ex/En, %
10	179,9	2776,25	6,58250	726,57	27,85%
20	300	3023,97	6,76710	916,48	32,08%
30	420	3276,06	6,98735	1099,60	35,37%
42	480	3395,95	7,00363	1214,39	37,62%
50	490	3409,51	6,94424	1246,55	38,45%
64	500	3416,82	6,84516	1284,89	39,54%
105	525	3432,28	6,65084	1361,20	41,69%

Tabla 1: Parámetros del vapor para estado de referencia, líquido a 40°C y temperatura de los alrededores de 40°C

La baja calidad exergética del vapor, aún a presiones y temperaturas altas, hace que la eficiencia de su procesamiento en la turbina de vapor sea intrínsecamente baja, y la máquina se vea obligada a liberar una cantidad grande de energía como calor inútil, cuando su temperatura tiende a alcanzar la de los alrededores.

Pero si el vapor se extrae de la turbina a una presión mayor a la de condensación acorde al medio de enfriamiento que se dispone, y esta presión fuera tal que el vapor es adecuado para aplicaciones calóricas útiles, se plantearían las siguientes consideraciones:

Extraer vapor con una expansión no total de la turbina implica una reducción de la potencia de la misma. Se justificaría pues si hubieran usuarios que requirieran el vapor de las características del extraído, desobrecalentándolo si fuera necesario. Esta reducción de potencia será tanto mayor cuanto mayor sea (n) el (los) caudal (es) de extracción y su (s) presión (es). Pero el suministro de vapor al usuario de calor le generará ingresos financieros por la prestación que el mismo recibe.

Según sean las tarifas, la alternativa de cogeneración podrá ser o no conveniente para el operador, aunque seguramente lo será en términos globales, o sea para la Sociedad. A efecto de realizar el análisis, se confeccionó un modelo, consistente en una turbina de vapor a condensación con dos extracciones cuyo diagrama se muestra en la Figura 1.

La extracción de vapor de la mayor presión (MP) cuyo valor se define en el modelo como variable independiente, es para la provisión del vapor saturado al usuario de calor para lo que se ha previsto un desobrecalentador de mezcla (DSH), y la de menor presión (BP) para el servicio de desaireación del agua de alimentación (BFW), en el desaireador térmico (DGT) actuando este equipo como precalentador regenerativo de BP. El agua de inyección a los desobrecalentadores es el agua de alimentación de la caldera (BFW) proveniente de la bomba de alimentación.

Dada la existencia de la extracción a una presión mayor a la de desaireación, se ha considerado la utilización de una corriente de este vapor sin desobrecalentar, al precalentamiento del BFW a efecto de mejorar la eficiencia térmica del ciclo.

Se han adoptado los siguientes parámetros en la definición del ciclo:

Parámetro	Vapor Adm..	Condensac.	Desaireador	Vapor extrac.	Retor.condens.	Precalentamiento.
Presión (bar)	64	0.06	2	20 a 3	Variable	Según
Temperatura (°C)	490	36.24	120.2	Modelo	Variable	Parámetros del
Caudal (kg/s)	15	Modelo	Modelo	Variable	% del vapor	Vapor de extracc.

Tabla 2: Parámetros principales del ciclo de vapor

El modelo se confeccionó de tal forma que todos estos parámetros puedan ser variados, como también las pérdidas de carga de los fluidos, rendimientos de bombas y turbinas, purgas de caldera, fugas de vapor, temperatura del agua de reposición (make up), etc. Pero las corridas del mismo se hicieron manteniendo constante el estado y caudal del vapor de admisión de la turbina, las condiciones de condensación y desaireación, la temperatura y porcentaje de devolución de condensado de la aplicación calórica, para evaluar los efectos del caudal y presión de suministro de vapor en las performances del sistema.

El modelo del ciclo (Fig. 1) tiene en cuenta efectos indirectos que inciden en los flujos de energía como ser por ejemplo:

- Una reducción del caudal de extracción permite una mayor generación de potencia a condensación, pero su condensado frío aumenta los requerimientos de vapor en el desaireador. Una menor temperatura o un menor caudal del condensado devuelto tiene un efecto similar.
- El vapor que se envía a la utilización calórica generalmente es saturado, requiriéndose un sobrecalentador que modifica los caudales por la inyección de agua que proviene del desaireador
- Dado que el sistema tiene un precalentador regenerativo a la presión de extracción, una mayor presión del vapor producirá una reducción del combustible demandado por la caldera del sistema. Etc.

Fue corrido para intervalos de los parámetros que se consideraron de interés, y de ellas se obtuvieron las tablas y gráficos que se presentan. En las tablas 3 y 4 se muestran los flujos de energía de la turbina de vapor en función de la presión de extracción entre 4 y 20 bar, (que cubre un rango de presiones usuales en la mayoría de las aplicaciones industriales), y para un caudal constante (vapor saturado) de 3,2 kg/s en la Tabla 3 y de 13,3 kg/s (que se adoptan como los extremos de un intervalo razonable de aplicación del ciclo) en la Tabla 4. Para ambas tablas, los flujos energéticos se dan en MW, siendo la segunda columna de la tabla los flujos de energía que recibe la máquina como vapor de admisión (constante en todas las corridas), a continuación los de la extracción de vapor, de la corriente de vapor al desaireador (consumo interno del ciclo), de la corriente a condensación (pérdida), y el flujo de energía mecánica como potencia indicada. Las dos últimas columnas de las tablas dan los rendimientos de la generación eléctrica como potencia indicada, y el total (W+Q) en el que se considera como "producción", la suma de la electricidad y el calor transferidos por el sistema a través de la máquina. Esta magnitud, si bien es impropia por sumar términos cualitativamente no homogéneos, es de utilidad cuando se comparan consumos y ahorros de gas u otros combustibles.

Pres. Extr	Flujos energéticos, caudal extracción 3,2 kg/s					Rendimientos	
	Admis	Extrac	Deair	Condñ	Elec.Ind	Eléc	Total
20	50,896	16,688	3,629	19,407	11,162	21,9%	54,7%
18	50,896	16,233	3,706	19,604	11,353	22,3%	54,2%
16	50,896	15,727	3,790	19,822	11,557	22,7%	53,6%
14	50,896	15,169	3,884	20,067	11,776	23,1%	52,9%
12	50,896	14,545	3,991	20,346	12,014	23,6%	52,2%
10	50,896	13,819	4,119	20,680	12,278	24,1%	51,3%
8	50,896	12,971	4,272	21,080	12,574	24,7%	50,2%
6	50,896	11,918	4,467	21,595	12,916	25,4%	48,8%
4	50,896	10,511	4,739	22,314	13,333	26,2%	46,8%

Tabla 3: Flujos de energía de la TV para una extracción de 3,2 kg/s (saturado) y presiones entre 4 y 20 bar

Pres. Extr	Flujos energéticos, caudal extracción 13,3 kg/s					Rendimientos	
	Admis	Extrac	Deair	Condñ	Elec.Ind	Eléc	Total
20	50,896	44,328	1,979	0,102	4,487	8,8%	95,9%
18	50,896	43,873	2,031	0,166	4,827	9,5%	95,7%
16	50,896	43,373	2,088	0,239	5,196	10,2%	95,4%
14	50,896	42,816	2,152	0,326	5,602	11,0%	95,1%
12	50,896	42,185	2,226	0,431	6,054	11,9%	94,8%
10	50,896	41,442	2,317	0,568	6,569	12,9%	94,3%
8	50,896	40,563	2,426	0,741	7,166	14,1%	93,8%
6	50,896	39,458	2,569	0,982	7,887	15,5%	93,0%
4	50,896	37,959	2,773	1,341	8,823	17,3%	91,9%

Tabla 4: Flujos de energía de la TV para una extracción de 13,3 kg/s (saturado) y presiones entre 4 y 20 bar

La comparación de los valores tabulados permite comprender en grandes rasgos el comportamiento del sistema, cuando se varían la presión y caudal de extracción para la venta de vapor, operando la turbina a plena admisión. La misma indica que cuando se aumenta el caudal de extracción:

Se reduce el caudal a condensación, con lo que el rendimiento (W+Q) aumenta notablemente

Se reduce notablemente la generación de potencia y la eficiencia eléctrica atenuándose esta caída al disminuir la presión y caudal de extracción.

Se observa que el flujo de energía se reduce al disminuir la presión del vapor que se destina a aplicaciones calóricas como consecuencia de una menor entalpía específica del vapor suministrado.

Se observa también un cierto paralelismo entre el caudal a condensación y el vapor demandado por el desaireador, debido a que el condensado del condensador de la turbina está a menor temperatura (36°C) que el devuelto por la aplicación calórica (90°C)

Se aclara que los valores tabulados son los correspondientes a flujos de energía ingresantes o salientes de una turbina ideal, por lo que la potencia mecánica y rendimiento eléctrico no tiene en cuenta el rendimiento mecánico-eléctrico del grupo turbogenerador, el rendimiento del generador de vapor, ni el consumo de auxiliares.

Para una mejor comprensión del comportamiento del sistema, y a la vez una mayor rigurosidad en las magnitudes que definen los flujos financieros que determinan su economicidad, se ha corrido el modelo incluyendo los factores no considerados en las tablas 3 y 4, con los que se obtienen resultados más rigurosos y detallados que se presentan a continuación.

En la Fig. 2 se presentan las curvas que muestran la reducción de la potencia eléctrica neta (descontados las pérdidas mecánicas y eléctricas del turbogenerador y el consumo de auxiliares), a parámetros de admisión y condensación, y caudal de admisión constantes, al aumentar la presión de extracción del vapor, y su caudal. Esta reducción es muy significativa, y resulta tanto mayor cuanto mayor son la presión y el caudal de extracción.

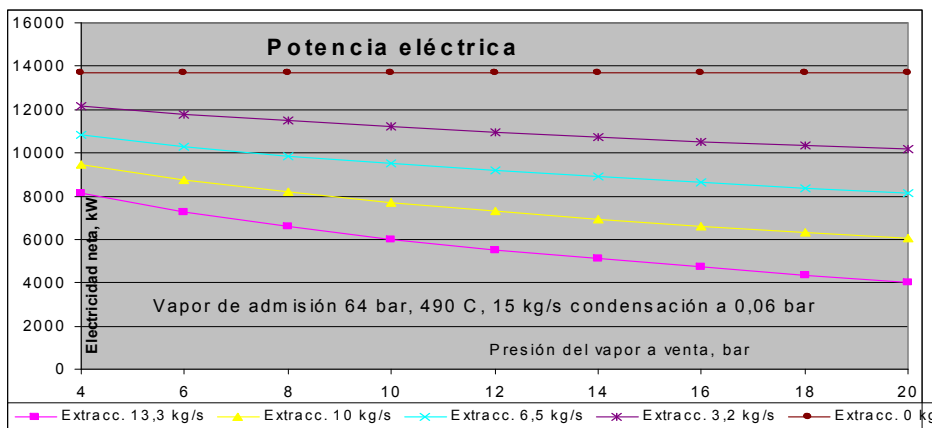


Figura 2: Potencia eléctrica neta (kW) del ciclo de vapor de 64 bar, 490°C, condensación a 0,06 bar, en función de la presión de extracción, y para varios caudales del mismo

En las Fig. 3 y 4 se muestran las curvas de potencia calórica neta del vapor suministrado al usuario de calor, y el consumo de energía en la forma de PCI del combustible. Las primeras indican una escasa dependencia de la presión del vapor, y las segundas lo son tanto de la presión como del caudal. Obsérvese que la escala de ordenadas de la Fig. 4 ha debido ser muy ampliada para mostrar las variaciones por ser estas muy poco significativas.

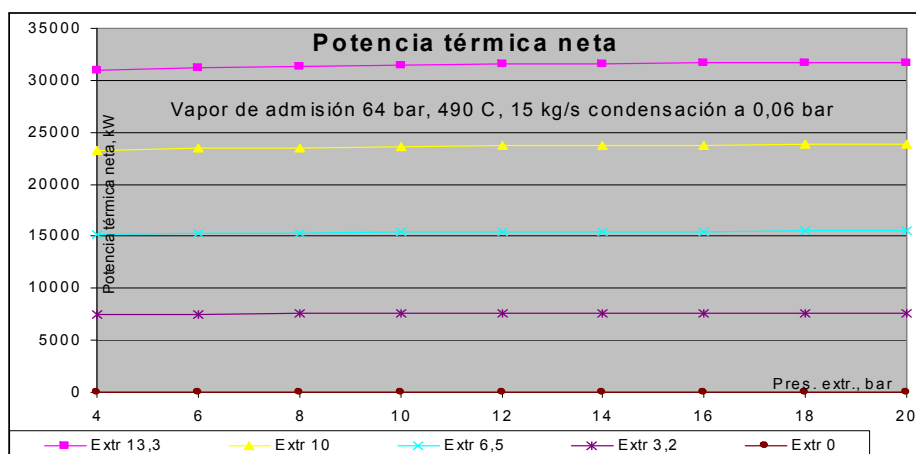


Figura 3: Potencia calórica neta (vapor entregado – condensado devuelto, kW) del ciclo de vapor de 64 bar, 490°C, condensación a 0,06 bar, en función de la presión de extracción, y para varios caudales

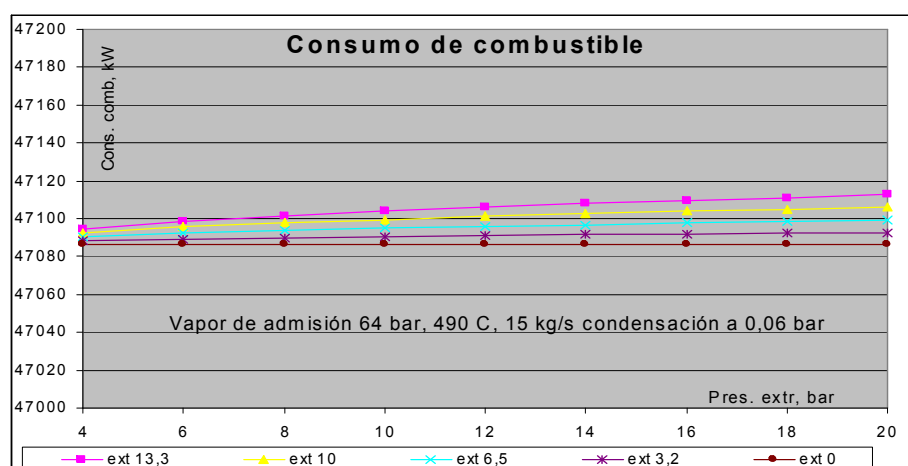
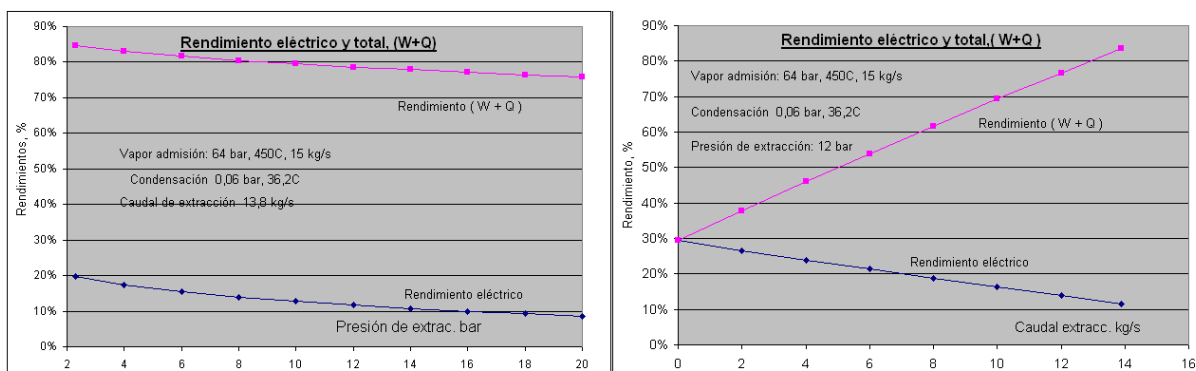


Figura 4: Consumo de combustible del ciclo de vapor de 64 bar, 490°C, condensación a 0,06 bar, en función de la presión de extracción, y para varios caudales de vapor

En las Fig. 5 y 6 se muestran las variaciones de los rendimientos eléctrico y total (W + Q) (aceptado que este último indicador es de validez solo cuantitativa, aunque relevante en el balance de recursos combustibles), en función de la presión del vapor suministrado al usuario de calor (Fig.5), y su caudal (Fig. 6).



Figuras 5 y 6: Visualización de los rendimientos eléctrico y “total” (W + Q), referido al consumo de combustible.

De su observación resulta evidente que la extracción de vapor para su utilización calórica mejora la eficiencia cuantitativa del suministro de ambos vectores, siendo conveniente que la presión del vapor sea la mínima necesaria para sus aplicaciones, y el caudal sea próximo al caudal de admisión de la turbina.

En esta forma, se minimizará la pérdida de energía por “calor cedido a la fuente fría” por la máquina térmica, que si bien tiene un valor exergético prácticamente nulo, son calorías procedentes del combustible. La utilización de calor de baja exergía para su aplicación calórica constituye el fundamento termodinámico de los procesos de cogeneración por topping, los que conducen a un significativo ahorro de combustibles, y en consecuencia a la sustentabilidad energética y ambiental.

Los parámetros de admisión del vapor de la turbina adoptados en las corridas del modelo corresponden a unidades del tipo industrial, y son bajos en el contexto de las unidades de generación; una mejora de los mismos modificará los resultados energéticos operativos en la dirección favorable, aunque es esperable que el costo de la instalación sea mayor.

### CONSIDERACIONES ECONÓMICAS

La racionalidad de un concepto puede tropezar con dificultades de diferentes tipos al tratar de llevar estos proyectos a su implementación. La factibilidad económica es uno de los elementos más importantes en el contexto de la economía de mercado, puesto que sin ella no es posible que el sector privado movilice los montos de inversión que estos proyectos requieren, que en general son cuantiosos.

Como se comprenderá, estos proyectos son fuertemente específicos, por lo que no es posible establecer a priori su rentabilidad sin haber considerado debidamente las incidencias de las condiciones generales, (características del ciclo de vapor, de los requerimientos del vapor demandado, la seguridad del suministro, la posibilidad de la subdivisión del caudal total en parciales de diferentes presiones, las condiciones de retorno de condensado en caudal y temperatura, las fluctuaciones de los caudales de demanda, etc.) que deben ser manejadas con buen criterio y creatividad para poder llegar a una solución cuasi óptima, mínimamente aceptable. Un ejemplo que se presenta frecuentemente en la práctica, es la adopción de presiones del vapor mucho más elevadas que las razonablemente necesarias desde el punto de vista de la transferencia térmica en los sistemas de vapor. Esto constituye un conservadorismo sin mayores consecuencias en sistemas convencionales, pero en sistemas como los que tratamos en el presente trabajo implica desprestigiar la posibilidad de obtención de mayores cantidades de trabajo (o su equivalente en electricidad), las que impactarían significativamente en la rentabilidad dado el mayor precio y consecuentemente mayor ingreso por este vector.

A los efectos de visualizar las relaciones entre los precios que conducen a los beneficios económicos, se ha adoptado un precio unitario para el combustible (1 \$/kWh), de 1,25 \$/kWh de contenido energético neto suministrado en la forma de vapor, y un valor para la energía eléctrica que a caudal nulo de vapor de extracción permita recuperar el costo del combustible. Estos valores resultan de 3,501 \$/kWh para una presión de extracción de 4 bar, y de 3,897 \$/kWh para 20 bar de presión. El beneficio se calcula como la diferencia entre los ingresos por venta de electricidad y calor, y el costo del combustible. Lo indicado es aplicable también al ciclo de bottoming de un ciclo combinado.

Vapor a venta		Flujos de energía			Flujos financieros, y beneficio			
Presión	Caudal	Combust	Vapor	Electric	Combust	Vapor	Electric	Benefic
bar	kg/s	kW	kW	kW	1	1,25	3,501	\$
4	0	47086,4	0	13450	47086	0	47086,37	0
4	2	47087,6	4653	12653	47088	5816,39	44293,79	3023
4	4	47088,9	9306	11855	47089	11632,8	41501,2	6045
4	6	47090,2	13959	11057	47090	17449,2	38708,62	9068
4	8	47091,4	18612	10260	47091	23265,6	35916,03	12090
4	10	47092,7	23266	9462	47093	29082	33123,45	15113
4	12	47094	27919	8664	47094	34898,3	30330,86	18135

Tabla 5: Flujos de energía, precios y beneficio de la venta de vapor de 4 bar, y electricidad netas, para un rango de caudales entre 0 y 12 kg/s

Vapor a venta		Flujos de energía			Flujos financieros, y beneficio			
Presión bar	Caudal kg/s	Combust kW	Vapor kW	Electric kW	Combust 1	Vapor 1.25	Electric 3,897	Benefic \$
20	0	47086,4	0	12082	47086	0	47086	0
20	2	47090,3	4768	10872	47090	5960	42367	1237
20	4	47094,3	9536	9661	47094	11920	37648	2474
20	6	47098,2	14304	8450	47098	17880	32929	3711
20	8	47102,1	19072	7239	47102	23840	28210	4948
20	10	47106,1	23840	6028	47106	29800	23491	6185
20	12	47110	28608	4817	47110	35760	18773	7423

Tabla 6: Flujos de energía, precios y beneficio de la venta de vapor de 20 bar, y electricidad netas, para un rango de caudales entre 0 y 12 kg/s

La asignación de los precios de la electricidad y calor producidos por la instalación puede ser realizado aplicando criterios técnicos, método entálpico o físico (Komarov y Luknickij, 1949), método exergético o termodinámico (Schaff, 1955), etc. Finalmente Marecki, (1988) concluye recomendando que esta asignación sea tratada con criterio comercial más que con criterios técnicos, tratando de llegar a una solución justa, y que aliente a las partes a que el proyecto se concrete maximizando los beneficios obtenibles. Una sobrevaloración de la electricidad respecto al combustible tiene un efecto negativo hacia la cogeneración y viceversa. Y una subvaluación de los precios de la energía en general, también.

Adicionalmente a los beneficios económicos presentados en las tablas, se deben considerar otros como ser la reducción de las dimensiones del condensador de la turbina y su sistema de refrigeración cuyos costos de inversión y de operación son grandes, y para el usuario de vapor que no necesitará comprar la caldera ni operarla.

Si estos beneficios económicos y prácticos no fueran suficientes para el desarrollo de las decisiones y acciones que conduzcan al bien común por los propios actores de la Sociedad en forma no compulsiva, constituye un deber de nuestros reguladores y funcionarios relevantes generar los incentivos necesarios como se ha procedido a nivel internacional con mecanismos tales como el "Joint Implementation" o el "Clean Development Mechanism (CDM, o MDL)" acorde al Protocolo de Kyoto en la lucha contra la emisión de gases de efecto invernadero. El otorgamiento de montos retributivos a los "servicios no remunerados" como lo son la mayoría de las acciones de URE que pueden ser microeconómicamente no rentables, pueden llegar a hacer viables proyectos que sean de interés social. Se trata simplemente de generar los incentivos adecuados justificables por los resultados de interés social a los que tales acciones pudieran conducir.

Existen en general beneficios económicos en las acciones de URE, a menos que los costos de la energía sean tan bajos que su uso racional no tenga sentido en términos de retorno de la inversión. Esto sucedió hasta el presente en nuestro País, en el que el crecimiento de la demanda de energía ha sido crónicamente mayor que el crecimiento de la actividad económica en términos de PBI a moneda constante, acorde a los balances publicados por la Secretaría de Energía de la Nación en el período entre 1960 y 2005. En contraste, la unión Europea informa haber reducido el índice a un valor muy inferior a la unidad (el valor es de 0,65 en el período de 1971 a 2005), y se apresta a reducirlo en un 20% más para el año 2020 (EU Action Plan, 2006) según su Action Plan sobre eficiencia energética.

## CONCLUSIONES

El uso eficiente de la energía y el debido cuidado en resguardo del medio ambiente, al amparo del autoabastecimiento y bajos costos internos, ha permanecido ignorado en la mayoría de las actividades desde mediados del siglo anterior hasta el presente en el que se comienza a percibir dificultades derivadas del crecimiento de la economía y los deseos de la población de gozar de una vida mas confortable, que consecuentemente presionan sobre la demanda de energía.

Esta falencia que afecta a nuestra Sociedad por una cantidad de barreras que no se analizan aquí, tiene sin embargo la virtud de presentar un significativo yacimiento de "negajoules" que pueden ser recuperados sin mayores problemas si existiere la voluntad de hacerlo. Naturalmente, se trata de hacer un esfuerzo que no se aportó en el pasado, error que la realidad está poniendo de manifiesto, y que puede y debe ser corregido. Los nuevos paradigmas en el campo energético y ambiental requieren de creatividad, esfuerzos y acciones concretas y efectivas.

En el presente trabajo se ha tratado de describir una de las múltiples líneas de acción que debieran ser implementadas en la transición hacia el logro de la necesaria sustentabilidad energética y ambiental.

## REFERENCIAS

- Dunn Seth: Micropower: The Next Electrical Era. The Worldwatch Institute, 2000.  
 EU Action Plan. COM (2006) 545 del 19 de octubre de 2006.  
 Komarov, A.M. y Luknickij, V.: Spravocnic dlja teplotechnikov elektrostancij. Gosenergoiz-dat. 1949.  
 Marecki, J.: *Assesment of costs in combined heat and power plants*. Chapter 6, Combined Heat and Power Generating Systems. Peter Peregrinus Ltd. London, UK. 1988.  
 Reinker, J.K.; P.B.Mason, P.B.: Steam Turbines for Large Power Applications. G.E. Power Systems, Schenectady, N.J. Publicación GER 3646 D, 1996.  
 Retzlaff, K.M.; Ruegger, W.A.: Steam Turbines for Ultra-super-critical Power Plants. G.E. Power Systems, Schenectady, N.J. Publicación GER 3945, 1996.  
 Schäff, K., Die Bewertung der Energien in Dampfkraft-werken. Brennstoff Wärme Kraft. 1955.

## **ABSTRACT**

Conventional condensation steam cycles are inefficient, which is thermodynamically explained by the reduced values of exergy that feeds steam turbine, with respect to the the enthalpy demanded by the steam generator. There is an irreversible loss for the work production and most of the energy input has to be exhausted to the surroundings. But caloric applications require low o medium temperature heat, which is generated burning fuel, which could be saved significantly if the residual heat of thermal machines were used. In a steam turbine is possible to extract a stream of steam of the quality required for this caloric implementation by some of the extraction nozzles. But it is understood that any steam extraction from the turbine decrease electric power production, so its convenience should be studied. These studies were undertaken by means of computer models that were run with usual parameters in practice.. Findings and recommendations are presented.

Keywords: Cycles steam Rankine, Cogeneration, resource conservation, energy efficiency.