



ANÁLISIS DE LA MEJORA DE LA EFICIENCIA ENERGÉTICA DE LOS CICLOS DE VAPOR POR REPOTENCIACIÓN A CICLO COMBINADO

A. Fushimi⁽¹⁾⁽³⁾, L. Zárate⁽²⁾, G. Díaz de Quintana⁽³⁾, M. Moreda⁽³⁾, J. P. Fernandez⁽²⁾, M. Hall⁽³⁾.
Tycsalp. Calle 45 N° 531 T III 5° D, 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.

RESUMEN: La eficiencia de los ciclos convencionales de vapor ha sido largamente superada por la de los ciclos combinados, resultantes de la integración con una turbina de gas que evoluciona a temperaturas superiores, con lo que el diferencial de temperaturas entre la fuente caliente y la fría del sistema aumenta sustancialmente, y con ello su potencia y rendimiento. Es en general posible transformar un ciclo de vapor a un ciclo combinado dado el bajo costo específico del turbogruppo de gas y las ventajas que se obtienen en términos de potencia y eficiencia si el combustible disponible fuera adecuado. Esta operación, conocida como repotenciación por topping, puede ser implementada de muchas formas, dependiendo los resultados que se obtengan, de la forma en que se lo haga. El objetivo del presente trabajo es exponer los problemas que se presentan en Proyectos de repotenciación, las soluciones que pueden proponerse, y los resultados que típicamente se obtienen. Para ello, se parte de un ciclo convencional de vapor de 50 MW y se analizan las alternativas de una repotenciación simple, de una, y dos presiones, y se enuncian las principales conclusiones.

Palabras clave: Ciclo combinado. Repotenciación. Eficiencia energética. Generación eficiente.

INTRODUCCIÓN

Los ciclos convencionales de generación termoeléctrica a vapor fueron los más utilizados para el abastecimiento al servicio público de suministro eléctrico. Sus eficiencias netas de conversión son bajas (menores al 30% en unidades chicas, y mayores al 40% en unidades muy grandes, de presión superior a la crítica, simple o doble recalentamiento, y 6 o mas etapas de precalentamiento regenerativo). (Reinker y Mason, 1996; Retzlaff y Ruegger, 1996). La evolución tecnológica de la turbina de gas (TG) ha permitido alcanzar temperaturas de comienzo de la expansión que se aproximan a los 1400°C, con temperaturas de escape del orden de 600°C, con lo que es posible la integración de ambos ciclos en el conocido como ciclo combinado (CC) con eficiencias netas del orden del 60%, valores imposibles de alcanzar con cualquiera de los ciclos no integrados, turbina de vapor (TV) o TG, operando por separado. El ciclo de la TG, es el "Ciclo de Topping", y el de la turbina de vapor (TV), "Ciclo de Bottoming" del CC. La unidad que vincula ambos ciclos es la impropriadamente denominada "caldera de recuperación", o HRSG (Heat Recovery Steam Generator), que generalmente se considera parte del ciclo de bottoming.

En nuestro País, (Argentina) la disponibilidad de gas natural comienza a mediados del siglo pasado, con el enorme esfuerzo realizado por la Empresa Estatal Gas del Estado que construyó la red de gasoductos que llegó a ser en el momento la mas importante de América Latina, llevando el gas hasta las puertas de la mayoría de las centrales termoeléctricas, industrias y centros poblados. Lamentablemente, los usuarios de este nuevo combustible se limitaron a disfrutar de los conocidos beneficios que fueron puestos a su disposición, sin tener en cuenta los aspectos de la eficiencia de su utilización en resguardo de la sustentabilidad tanto energética como ambiental. Así, centrales térmicas equipadas con ciclos de vapor se limitaron a cambiar los quemadores de sus generadores convencionales de vapor para poder consumir el gas. Centrales con ciclos de vapor y turbogrupos de gas, operaban simultáneamente ambas máquinas quemando gas natural por separado. Industrias que generaban vapor de baja presión con calderas de baja eficiencia en forma desaprensiva por el bajo costo del gas sin preocupación alguna por la masiva degradación de la energía que la operación de estas unidades producen. Actualmente, las dudas que existen respecto a la abundancia de gas natural que se pregonó en el País y el conocimiento de impacto ambiental de las actividades antropogénicas, obligan a un cambio del paradigma que rigió en el pasado en materia energética. En el presente trabajo, nos proponemos tratar uno de ellos, la repotenciación de un ciclo existente de vapor, transformándolo de la mejor manera posible, a un ciclo combinado con una ganancia sustancial de potencia eléctrica y eficiencia (Fushimi, y Sosa, 2001).

CONCEPTOS BÁSICOS

Tipos de repotenciación

Existen diferentes tipos de repotenciación de ciclos de turbinas de vapor, en los que con el agregado de una TG es posible lograr un incremento de la potencia y eficiencia del conjunto.

¹ Profesor de la Maestría en Gestión de la Energía (UNLA-CNEA)

² Profesionales Dto. Ingeniería Tycsa

³ Profesionales Tycsalp

En sus primeras versiones, utilizaron el calor de escape de la turbina de gas para el precalentamiento del agua de alimentación de la caldera (BFW o Boiler Feed-water), tecnología conocida como “repowering by BFW preheating”), o como comburente a alta temperatura de la caldera del ciclo de vapor (“boiler windbox repowering”), y se aplicaron en las primeras versiones de repotenciación en los que se conservan las calderas convencionales. La ganancia de eficiencia de estos sistemas es moderado comparados con los que resultan del concepto de eliminar la caldera convencional para constituir un ciclo combinado. Este último tipo es el que permite un aumento sustancial de la potencia y eficiencia del sistema, y al que nos referimos en el presente trabajo.

Repotenciación por topping a ciclo combinado

A efecto de realizar comparaciones de resultados se adoptará un ciclo convencional de vapor típico a condensación de 50 MW de generación eléctrica neta, que se someterá a estudios de repotenciación con diferentes tecnologías. El mismo cuenta con 5 etapas de precalentamiento regenerativo, en el que el caudal pasante de vapor por las secciones a lo largo de su trayectoria en la máquina se reduce de 59,79 kg/s en la admisión, hasta 40,42 kg/s en el escape, con una reducción de orden del 32%. Los parámetros del vapor en los puntos singulares del ciclo (admisión, salida de extracciones y a condensación) se dan en la Tabla 1

Parámetro	Uni	Admis	Ex.5	Ex.4	Ex.3	Ex.2	Ex.1	Cond
Presión	bar	103	31	14	6,2	3	0,9	0,06
Temperat.	°C	525,0	353,0	260,0	178,0	134,0	96,7	36,2
Entalpía	kJ/kg	3434	3120	2950	2800	2684	2549	2333
Caudal	kg/s	59,8	5,7	5,0	0,9	3,7	4,1	40,4
Pasante	kg/s	59,8	54,1	49,1	48,2	48,2	44,5	40,4

Tabla 1: Parámetros de los puntos singulares del ciclo a repotenciar

En la Tabla 2 se dan las performances de ciclo de vapor a repotenciar

Rendimientos		Potencia indicada	55680 kW
Isoentrópico	86,00 %	Potencia en bornes del generador	52896 kW
Mec y Eléctr	95,00 %	Potencia neta	50004 kW
E/bornes s/c	36,19 %	Consumo de calor del ciclo:	146150 kW
Caldera	94,00 %	Consumo de combustible caldera	155478 kW
En bornes	34,02 %	Cons. Comb. Caldera, MM kcal/hora	133,71
Neto	32,16 %	En gas de 8400 PCI, Dm3/hora	15,92
Cálculo de la potencia de la TV		Consumo de auxiliares	
Potencia indicada corriente E5	1797 kW	1) Bomba extracción condensado	60 kW
Potencia indicada corriente E4	2416 kW	2) Bomba de alimentación calderas:	932 kW
Potencia indicada corriente E3	570 kW	3) Bomba circ de agua condensación	1054 kW
Potencia indicada corriente E2	2760 kW	4) Ventiladores torres enfriamiento	422 kW
Potencia indicada corriente E1	3619 kW	5) Ventiladores de caldera y varios	425 kW
Potencia indicada condensacion	44518 kW	6) Total equipos auxiliares	2892 kW
Potencia indicada turbina:	55680 kW	Porcentaje sobre potencia en bornes	5,47 %

Tabla 2: Performances del ciclo de vapor de referencia

Este ciclo será repotenciado con unidades TG disponibles en el mercado, de diferentes características y tamaños para mostrar la enorme cantidad de posibilidades que existen en proyectos de este tipo. Las presiones se expresan en bar, por ser esta la unidad usual en modelos de este tipo. De requerirse el valor en MPa, basta con dividir el valor en bar por 10. Este ciclo alcanza un rendimiento neto del 31,85% referido al poder calorífico inferior (PCI) del combustible.

La repotenciación a ciclo combinado por topping de un ciclo a vapor consiste en integrar por encima del ciclo existente de vapor, reemplazando el generador convencional de vapor por un conjunto de turbina de gas y caldera de recuperación (HRSG, Heat Recovery Steam Generator). Esta sustitución permite obtener cerca del 40% de trabajo mecánico respecto a la energía del combustible en la TG, y destinar el 60% remanente a la generación del vapor para el ciclo de bottoming.

El turbogruppo de gas es una unidad que es provista por su fabricante como tal. La caldera de recuperación, por el contrario se construye bajo especificaciones, esta modalidad es conveniente dado que es el elemento de vinculación entre el ciclo superior (topping, TG) con el inferior (bottoming, TV) y es fuertemente específico al caso que se considere. Finalmente la turbina de vapor se supone que se conserva en un Proyecto de Repotenciación, lo que plantea una rigidez no favorable para el diseño del CC repotenciado, puesto que sus características no coinciden exactamente con las que resultarían adecuadas para el CC óptimo.

Siendo el esquema global de transferencia térmica en el HRSG del tipo contracorrientes, se utilizarán los gases a la mayor temperatura para generar la mayor cantidad de vapor de admisión, de alta presión y temperatura, por lo que una vez transferido el calor (Duty) en los paquetes del sobrecalentador y vaporizador, los mencionados gases pueden encontrarse a una temperatura suficientemente alta como para generar vapor de menores parámetros. En unidades grandes de ciclos combinados, en los que se apunta a obtener la mayor eficiencia energética posible, es usual la adopción de sistemas de tres presiones, con recalentador integrado con el sobrecalentador, en HRSGs de 13 paquetes de transferencia térmica, con lo que los gases pueden ser enfriados hasta temperaturas del orden de 100°C. Estas sofisticaciones no se aplican a ciclos repotenciados, puesto que el objetivo primario de tales proyectos consiste generalmente en la búsqueda de la solución que

implique la mejora máxima practicable de su potencia y rendimiento con la mínima inversión y tiempos de implementación, pero no a la maximización de sus performances.

En sistemas de una presión, el vapor que genera el HRSG se inyecta en la admisión de la TV y se expande pudiendo mantener (o no) constante su caudal. En el caso de dos presiones el HRSG produce adicionalmente vapor sobrecalentado de baja presión el que debe ser ingresado también en la TV en el punto adecuado, generalmente en una de las bocas de extracción, pasando esta a ser una boca de inducción. Pero en este caso el caudal pasante es creciente desde la admisión a la salida al condensador, agravando la diferencia entre lo que sería necesario que la TV fuera y lo que en realidad es. Esto último depende de las características constructivas y de diseño de la máquina, información que debe ser provista por el fabricante de la unidad. Los correspondientes datos constituyen especificaciones de cumplimiento obligatorio que limitan el campo en el que el analista puede apelar a su creatividad en la búsqueda de mejores soluciones.

ANÁLISIS DE LOS ESQUEMAS CONCEPTUALES DE INTERÉS

Repotenciación simple a CC sin modificaciones en el ciclo de bottoming

Es el caso mas simple, y consiste en reemplazar la caldera convencional por un conjunto TG + HRSG; conservando sin cambios el ciclo de vapor con su sistema de precalentamiento regenerativo. La principal ventaja de este sistema consiste en que en caso de que se prevé que la turbina de gas no pueda operar, el ciclo de vapor puede hacerlo con el combustible con que operaba antes de la repotenciación usando la caldera convencional que se supone ha sido conservada en previsión a circunstancias como la indicada, y que sucede en nuestro País en periodos invernales

El análisis consiste en determinar el conjunto TG + HRSG que permita la generación del vapor que el ciclo existente requiere. El modelo fue confeccionado para el caso presentado como ciclo de bottoming, y partiendo de turbogrupos de gas existentes en el mercado, cuyos datos fueron extraídos del Gas Turbine World (GTW) Handbook 2005, e incorporados como base de datos del modelo. Se utilizó el módulo Vapor001 para la predicción de las propiedades termodinámicas del vapor acorde a correlaciones (Gonzalez Pozo, 1986; American Society of Mechanical Engineering, 1967). El HRSG debe aportar calor sensible para aumentar la temperatura del agua de alimentación de la caldera (BFW, Boiler Feed-water) desde la temperatura final del precalentamiento regenerativo, hasta el estado de vapor sobrecalentado de los parámetros de admisión de la turbina de vapor. Los tamaños de los turbogrupos que pueden ser aplicables para el caso son los siguientes: tipo W501D5A de 116,9 MW, tipo PG9171E de 122,3 MW, tipo M701 de 139,8 MW, tipo V94.2 de 152,3 MW, y tipo PG7241 FA 50HZ, de 166,5 MW. Las características de estos equipos se dan en la Tabla 3, columnas 1 a 5. Luego, en las columnas siguientes se dan la temperatura máxima a la que se debe llegar con la combustión suplementaria para poder generar el vapor requerido por la TV, con un pinch point de 10°C. En las últimas tres columnas se dan los consumos de combustible de la TG, de la combustión suplementaria, y la total. La TV opera en las condiciones nominales previstas en su fabricación. El modelo se corrió para el caudal nominal de vapor de admisión de la turbina existente, de 59,79 kg/s.

Turbogrupo	Performances ISO turbogrupos de gas				HRSG		Consumo de combustible		
	Potencia	Rendim	G gases	Tg (TG)	Tmax	Pinch Pt	TG	C.Supl	Total
Tipo	MW	%	kg/s	°C	°C	°C	MW	MW	MW
W501D5A	116,9	34,2%	379	534,2	611,1	10,00	341,32	34,43	375,76
PG9171E	122,3	33,4%	412	547,1	589,4	10,00	366,62	20,51	387,14
M701	139,8	34,3%	434	546,5	575,9	10,00	406,90	15,00	421,90
V94,2	152,3	34,0%	506	544,3	544,3	13,21	448,33	0,00	448,33
PG7241 FA	166,5	36,0%	438	605,9	605,9	43,99	462,62	0,00	462,63

Tabla 3: Características de las TGs, HRSGs y consumos de combustible

La primera de las unidades es menor que lo que el conjunto requiere para producir el vapor que demanda la TV en un HRSG sin combustión suplementaria con un pinch point de 10°C por lo que se debe adicionar 35,67 MW para lograrlo. La segunda y tercera de las unidades requieren menores cantidades de calor suplementario, mientras que las dos siguientes pueden suministrar el caudal de vapor que la TV requiere con solo el calor de escape de la TG, en forma bastante ajustada en la V94.2, y con más holgura en la PG7421FA según se aprecia a través del correspondiente valor del pinch point.

En la Tabla 4 se dan las magnitudes de la potencia neta del ciclo de topping, bottoming, y ciclo combinado, los rendimientos netos del CC, la temperatura de gases de la chimenea del HRSG, y los caudales de vapor saturado que podrían generarse con el calor que de otra forma se perdería por la chimenea. Si de estos gases se recupera el calor para generar vapor saturado, (para uso calórico de una industria, por ejemplo), los caudales generables son los indicados en las tres últimas columnas, para presiones de 2, 1, y 0,5 MPa (20, 10 y 5 bar). De aplicarse esta solución (cogeneración) el nivel de aprovechamiento del combustible mejoraría considerablemente. Al respecto, es necesario observar que se trata de una recuperación de energía de baja calidad, pero que como se observa en la mayoría de los casos, se genera a partir de combustible de alta calidad en calderas con una masiva degradación, lo que es contrario al principio URE del uso del recurso de la mínima calidad compatible con el servicio e impacto ambiental.

En todos los casos se observa un aumento muy grande de la potencia del ciclo repotenciado (factor mayor a 3) y también del rendimiento (del orden del 40%), ambos con relación al ciclo de vapor. Sin embargo los valores absolutos de los rendimientos son muy inferiores a lo que podría esperarse de un ciclo combinado dedicado, por lo que esta solución no es adecuada para unidades que deben desempeñarse en mercados competitivos. Sus principales ventajas son el bajo monto de inversión, el corto tiempo de implementación que se requiere, y la posibilidad de que el ciclo de vapor pueda operar como ciclo convencional con fuel oil en caso de indisponibilidad del turbogrupo de gas.

Turbogruppo	Potencia neta			Rendimiento neto Mejora		Temp chimen. HRSG	Vapor saturado generable HRSG con pinch = 15 C		
	TG	TV	Total	CC	%		20 bar	10 bar	5 bar
Tipo	MW	MW	MW	%	%	oC	kg/s	kg/s	kg/s
W501D5A	116,3	50,0	166,3	44,3%	38,9%	265	7,8	13,7	18,3
PG9171E	121,7	50,0	171,7	44,3%	39,2%	269	9,6	15,8	20,8
M701	139,1	50,0	189,1	44,8%	40,7%	272	10,8	17,4	22,6
V94,2	151,5	50,0	201,5	44,9%	41,1%	283	15,6	23,1	29,0
PG7241 FA	165,7	50,0	215,7	46,6%	46,4%	307	19,5	25,6	30,5

Tabla 4: Potencias y rendimientos de los ciclos, Temperatura de chimenea, y vapor adicional generable

Repotenciación a ciclo combinado de una presión

En el caso en análisis, al caudal de admisión de la TV es de 59,79 kg/s y el de escape a condensación de 40,42 kg/s. Ad referendum de la confirmación por parte del fabricante de la máquina, se adoptará un caudal de generación de vapor de 50,7 kg/s. En realidad, la primera tarea a realizar debería ser reunir la información dada por el fabricante de esta máquina en lo que respecta a los límites de los caudales pasantes de vapor admisibles a los que deberá sujetarse el proyecto.

Para el análisis orientado a la obtención de conclusiones, se confeccionó un modelo de CC de una presión, de las siguientes hipótesis simplificativas, condiciones de diseño y operativas:

- El rendimiento isoentrópico de la TV operando con extracciones cerradas es el de la TV existente.
- Se supondrá que el condensador y sistema de condensación es convenientemente remodelado de tal forma de mantener los mismos parámetros que los nominales del ciclo existente.
- El HRSG tendrá un precalentador que minimizará el requerimiento de vapor del desaireador, el que se obtendrá como vapor saturado directamente desde el domo del HRSG.
- Las corridas modelo se realizan con las unidades TG consideradas en el caso anterior, y se asume que los caudales que resulten de la operación sin combustión suplementaria (unfired) son aceptadas por la TV.

En la Figura 1 se presenta el ciclo, y en las tablas 5 y 6 se dan las principales características obtenidas del modelo confeccionado:

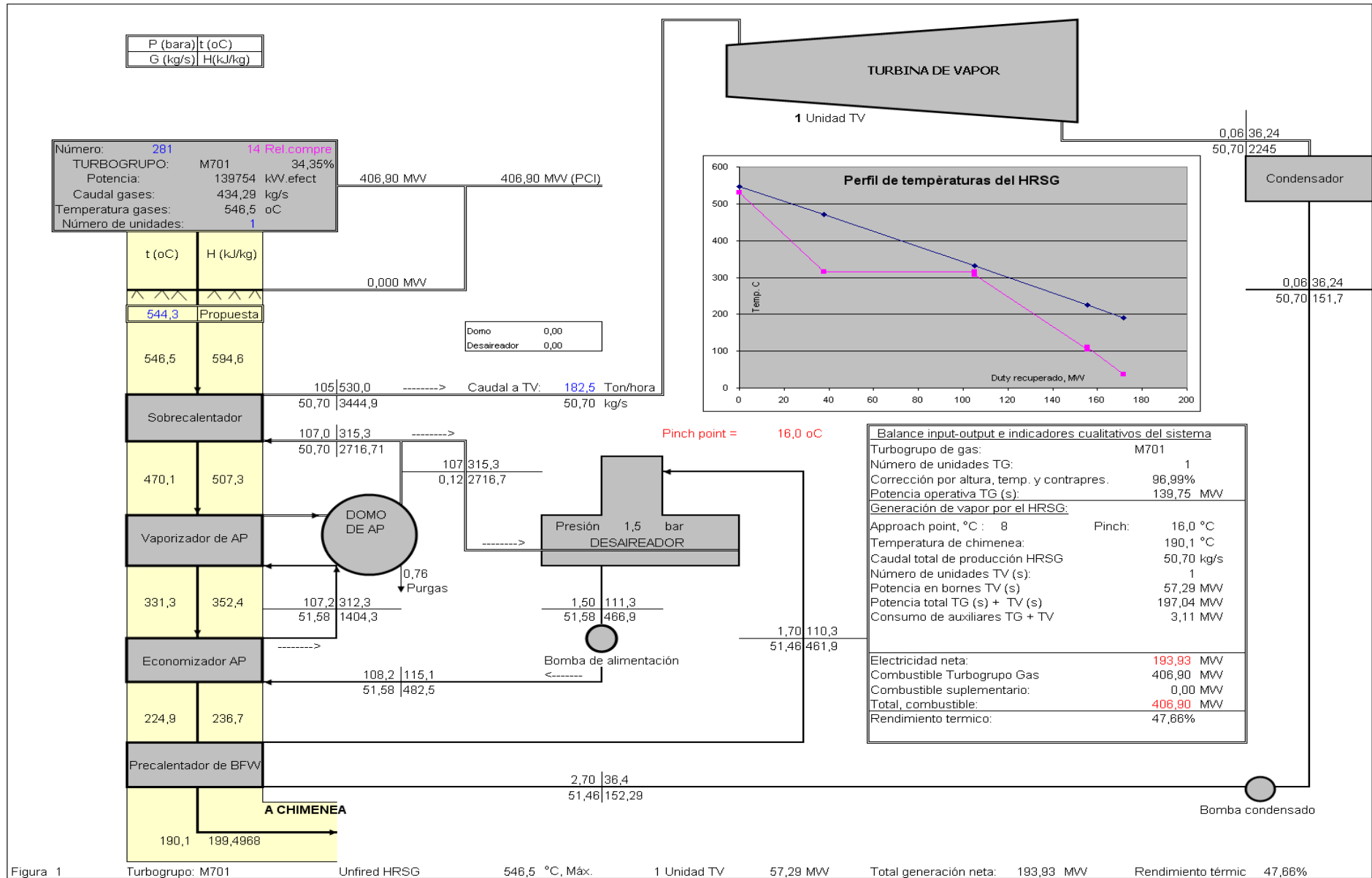
Turbogruppo	W ISO	Tgases	Tmáx	W _{TG}	W _{TV}	C. Aux	Wneta
Tipo	MW	C	C	MW	MW	MW	MW
W501D5A	120,5	534,2	571,2	116,9	57,3	2,99	171,2
PG9171E	126,1	547,1	552,5	122,3	57,3	3,02	176,6
M701	144,1	546,5	546,5	139,8	57,3	3,11	193,9
V94,2	157,0	544,3	544,3	152,3	57,3	3,18	206,4
PG7241 FA	171,7	605,9	605,9	166,5	57,3	3,26	220,6
PG7241 FA	171,7	605,9	605,9	166,5	75,8	4,02	238,3

Tabla 5: Características de los ciclos repotenciados de una presión a partir de una TV de 50 MW

Turbogruppo	Caudales de gas natural, MW			Rendim %	Cons.Espec kcal/kWh	T _{chim} C	Pinch C
	TG	Quemad.	Total				
W501D5A	341,3	16,5	357,8	47,84%	1797,8	163,1	10,0
PG9171E	366,6	2,6	369,2	46,67%	1842,5	196,3	10,0
M701	406,9	0,0	406,9	47,66%	1804,4	190,1	16,0
V94,2	448,3	0,0	448,3	46,03%	1868,2	239,8	44,7
PG7241 FA	462,6	0,0	462,6	47,68%	1803,8	257,5	80,1
PG7241 FA	462,6	0,0	462,6	51,51%	1669,5	139,0	10,0

Tabla 6: Características de los ciclos repotenciados de una presión a partir de una TV de 50 MW (continuación)

De la comparación de las alternativas analizadas surgen las siguientes observaciones:



- El calor de escape de unidad W501D5A y PG9171E es insuficiente para esta aplicación, lo que hace necesaria una combustión suplementaria, para alcanzar una temperatura máxima de gases de 571,2°C en la primera y de 552,5°C en la segunda, con un pinch point de 10°C.
- Las unidades M701, V94.2 y PG7241FA, tienen caudales y temperaturas de gases en exceso, por lo que no requieren combustión suplementaria, y los valores de pinch point son mayores al valor establecido como mínimo.
- En la unidad PG 7241FA la temperatura de gases de escape es de 605.9°C, el pinch point y temperatura de chimenea resultan de 80,1°C y 257,5°C, ambos valores excesivamente elevados. Una recuperación con pinch point de 10°C permitiría generar en el HRSG un caudal de vapor 50% en exceso, con lo que la producción del turbogrupo de vapor sería de 75,8 MW. Ésto, de ser posible, requerirá modificaciones sustanciales de la turbina, del generador eléctrico, y equipos auxiliares.

Repotenciación a CC de dos presiones

Cuando la capacidad calórica de los gases calientes es elevada respecto a la del agua en calentamiento, la temperatura de los gases salientes de la caldera de recuperación resulta alta, siendo conveniente transferir el calor todavía disponible al agua para generar vapor de menor temperatura, en lugar de eliminarlo por la chimenea del HRSG. Surge pues la necesidad de determinar la magnitud de la presión a la que se intentará recuperar el calor adicional, siendo posible seleccionar cualquier valor comprendido entre la de alta presión (AP) del ciclo y la de condensación. Es evidente que cuanto menor sea este valor, tanto mayor será la cantidad de calor que puede ser recuperada, pero también que la exergía del vapor recuperado será menor. Existen otros factores a ser tenidos en cuenta, como ser la distancia entre el HRSG y la TV elevada, en cuyo caso una mayor presión será conveniente para el transporte del vapor al permitir reducir el diámetro de la cañería y con ello las pérdidas de calor.

Parecería pues que el camino a la optimización es aumentar la presión a la que el vapor es generado, aunque la magnitud de la recuperación tenderá a cero cuando dicha presión tienda a la de AP. Se llega así a la necesidad de una recuperación adicional sucesiva, lo que indica que el óptimo teórico se obtiene por una sucesión infinita de recuperaciones infinitesimales, lo cual es impracticable. Para el caso de repotenciaciones en que se conserva la TV, las presiones en la boca de extracción por donde existe la posibilidad de inyectar el vapor, están definidas por dicha unidad. Para la TV de la aplicación en análisis, son de 3,1, 1,4, 0,62, 0,3, y 0,09 MPa (31, 14., 6,2, 3., y 0,9 bar), (ver tabla 1), debiendo ser las presiones de generación superiores para absorber las pérdidas de carga y el gradiente necesario para la inyección. Para este caso se consideran de interés las tres primeras, y se selecciona para el presente trabajo la tercera, con una presión de generación en el HRSG de 0,5 MPa (5 bar) para inyectar en la boca en la que la presión del vapor es de 0,3 MPa (3,0 bar).

En la Fig. 2 se muestra el diagrama térmico del sistema de un esquema de repotenciación, para el caso del turbogrupo GT11N2, (115.4 MW), y en la Tablas 7 y 8 los parámetros y performances de otras unidades.

Turbogrupo	Caudal vapor		Temperatura gases de combust.				Pinch point	
	AP kg/s	BP kg/s	Sal TG °C	Máxima °C	HRSG °C	Chim °C	AP °C	BP °C
M501	39,36	8,00	547	547	547	111	28,19	39,4
LMS100PB	22,12	5,00	421	535	535	115	28,98	22,1
GT11NM	33,93	8,00	506	535	535	112	26,64	33,9
PG7121 EA	32,52	7,00	541	541	541	113	28,42	32,5
PG6111 FA 50HZ	29,47	2,40	609	609	609	104	34,98	29,5

Tabla 7: Generación de vapor en el HRSG de dos presiones para el ciclo repotenciado con TGs seleccionadas

Turbogrupo	Potencia efectiva producida, MW				Consumo de combustible			Rendim
	TG MW	TV MW	Auxil MW	Neta MW	TG MW	Quemad MW	Total MW	Global
M501	103,8	46,12	1,81	148,1	302,8	0,00	302,81	48,91%
LMS100PB	89,2	26,18	1,03	114,3	201,6	25,71	227,27	50,30%
GT11NM	80,1	40,34	1,59	118,8	239,9	10,13	250,00	47,53%
PG7121 EA	77,5	38,31	1,51	114,3	241,2	0,00	241,17	47,40%
PG6111 FA 50HZ	69,1	32,65	1,26	100,5	201,3	0,00	201,28	49,94%

Tabla 8: Performances de las unidades y del ciclo combinado repotenciado con TGs seleccionadas.

Se observa en todos los casos que la temperatura de gases que escapan por la chimenea del HRSG son bajas, lo que indica una buena recuperación entálpica aunque esto puede no ser la mejor solución desde el punto de vista exergético.

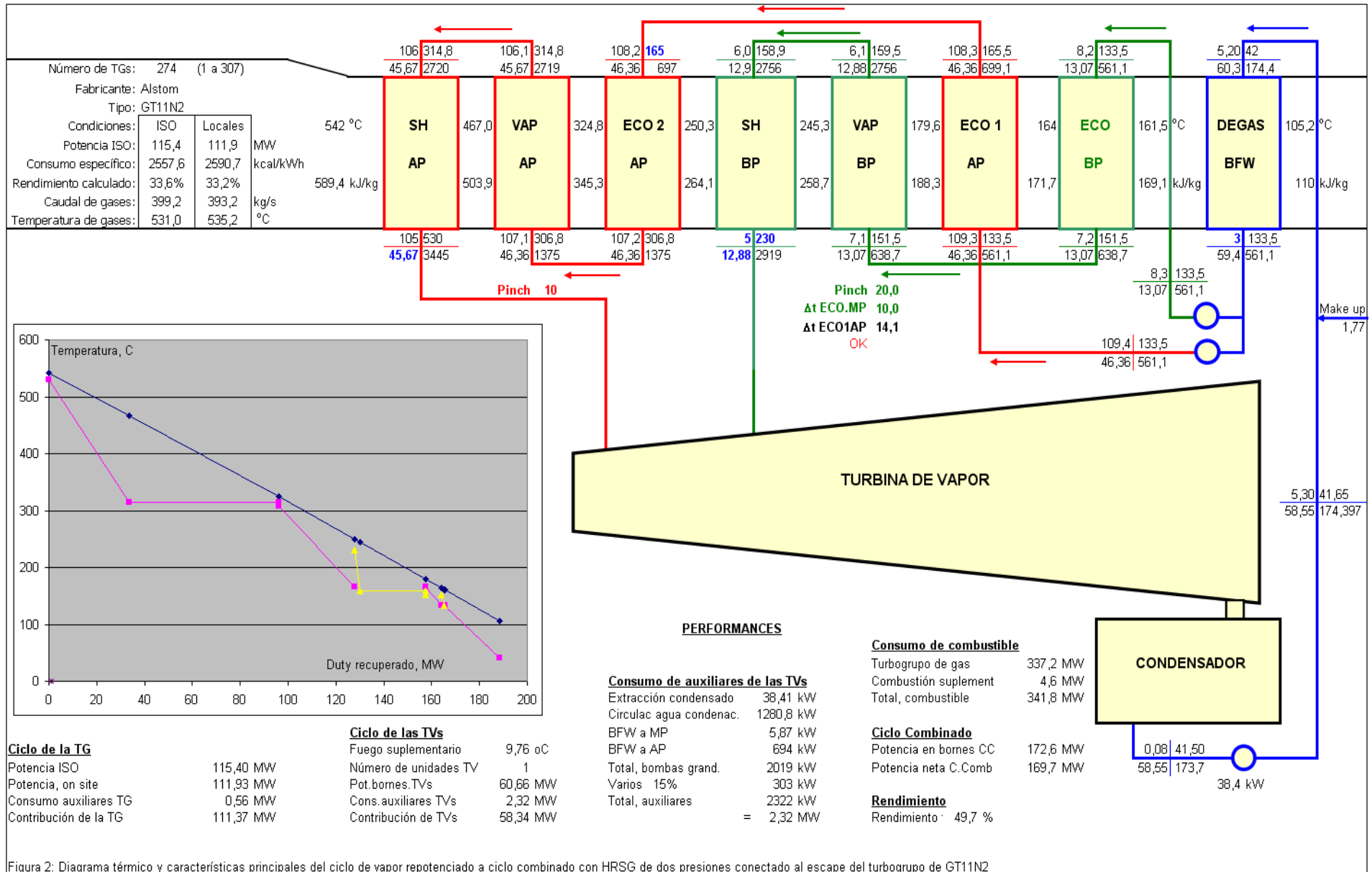


Figura 2: Diagrama térmico y características principales del ciclo de vapor repotenciado a ciclo combinado con HRSG de dos presiones conectado al escape del turbogrupos de GT11N2

Sin embargo, obsérvese que los valores de los caudales pasantes por la TV presentan criticidades que pueden inviabilizar la solución presentada. En la Tabla 9 se dan los porcentajes de diferencia de los caudales determinados en las corridas, en exceso o defecto, respecto a los caudales nominales indicados en la fila superior, en kg/s.

Caud.nom TV	59,8	54,1	49,1	48,2	44,5	40,4
Turbogruppo	Diferencias caudales pasantes de vapor, en %:					
Tipo	Sec. 1	Sec. 2	Sec. 3	Sec. 4	Sec. 5	Sec. 6
PG7121 EA	-43,8%	-37,8%	-31,5%	-10,5%	-3,1%	6,7%
GT11NM	-39,7%	-33,3%	-26,5%	-4,0%	3,9%	14,4%
LMS100PA	-60,5%	-56,3%	-51,8%	-37,1%	-31,9%	-25,1%
GT11N2	-23,6%	-15,5%	-6,9%	21,5%	31,5%	44,9%
PG9171 E	-19,2%	-10,6%	-1,5%	27,9%	38,5%	52,5%

Tabla 9: Diferencias porcentuales de caudal en la TV respecto a los valores originales de la unidad

CONCLUSIONES:

Los Proyectos de repotenciación de ciclos de vapor a ciclos combinados son fuertemente específicos. En ellos, la búsqueda de mejores soluciones brinda la oportunidad de obtener un significativo aumento de la potencia generada y del rendimiento térmico con una inversión y tiempos de implementación reducidos. Se tratan de tareas de ingeniería de alto nivel en las que la creatividad y el buen juicio del analista son de mucho más importancia que la mera aplicación de cálculos estructurados (ingeniería de manual). Dada la cantidad de variables a manejar, el tratamiento informático es imprescindible.

La eficiencia de la TG tiene una alta incidencia en la del CC. Pero si su temperatura de gases de escape es baja, se plantea la necesidad de combustión suplementaria que por regla general debe ser minimizada.

Los rendimientos logrables con las máquinas de tecnología actual son del orden en general del 40 al 45% para el caso simple, del 45 al 48% para el de una presión, y de 48 al 51% para el de dos presiones, siempre que la TV existente se adecue a los requerimientos de caudal que plantea la solución de repotenciación. Cuanto más severas sean las restricciones que presenta la TV que se destinará al ciclo de bottoming del ciclo repotenciado, menores serán los valores de eficiencia que pueden ser obtenidos.

Si bien los ciclos combinados dedicados alcanzan valores de eficiencia superiores, existen casos en que la competencia u otras razones indican la conveniencia de mejorar las performances de un ineficiente ciclo de vapor, la repotenciación permite postergar la decisión de reemplazarlo por un ciclo combinado.

REFERENCIAS

- American Society of Mechanical Engineering, Correlations for Superheated Steam Properties, 1967, en Ganapathy, V. Waste Heat Boiler Deskbook., The Fairmont Press, USA, 1991. ISBN 0-88173-122-6.
- Fushimi, A. y Sosa, MI. Perspectivas de la repotenciación de un ciclo con recalentamiento. V Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica, y VI Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica, Mérida, Venezuela, Octubre de 2001.
- Gas Turbine World 2006 Handbook. For Project Planning, Engineering, Construction and Operation. Pequet Publishing Inc. USA. ISSN 0747-7988.
- Gonzalez Pozo: Formulas estimate properties for dry saturated steam. Chemical Engineering, May 12, 1986, pp 123.
- 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.

ABSTRACT

The efficiency of conventional steam cycles have long been overtaken by the combined cycles, resulting from the integration with a gas turbine that evolves to higher temperatures, so the temperature difference between hot and cold source of the system substantially increases, and with it his power and performance. It is generally convenient to convert a steam cycle to a combined cycle given the low cost of specific gas turbine generator set and the benefits in terms of power and fuel efficiency if adequate fuel is available. This operation, known as "repowering by topping" can be implemented in many different ways, depending on the outcome and the manner in which it's done. The objective of this study is to present the problems to be considered in Repowering by Topping Projects, the solutions that can be proposed and the results that are typically obtained. For this, starting point is a 50 MW conventional steam cycle and discusses alternatives for a Simple Repowering, One Pressure Repowering, and Two Pressures Repowering. Main conclusions are presented.

Keywords: Combined cycle. Repowering. Energy efficiency. Gas Turbine Generation.